

## ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ АКУСТИКИ

Шумом является всякий нежелательный для человека звук. В качестве звука мы воспринимаем упругие колебания, распространяющиеся волнообразно в твердой, жидкой или газообразной среде. Звуковые волны возникают при нарушении стационарного состояния среды вследствие воздействия на нее какой-либо возмущающей силы. Частицы среды при этом начинают колебаться относительно положения равновесия, причем скорость таких колебаний (колебательная скорость  $v$ ) значительно меньше скорости распространения волны (скорости звука  $c$ ).

В газообразной среде скорость звука:

$$c = \sqrt{\chi P / \rho}, \quad (1)$$

где  $\chi$  — показатель адиабаты (для воздуха  $\chi = 1,41$ );  $P$  и  $\rho$  — давление и плотность газа.

При нормальных атмосферных условиях ( $T=293\text{K}$  и  $P=1034\text{ гПа}$ ) скорость звука  $c$  в воздухе равна  $344\text{ м/с}$ .

Звуковое поле — это область пространства, в которой распространяются звуковые волны. В каждой точке звукового поля давление и скорость движения частиц воздуха изменяются во времени. Разность между мгновенным значением полного давления и средней величины давления, которое наблюдается в невозмущенной среде, называется звуковым давлением  $p$ . Единица измерения звукового давления — Па.

На слух действует средний квадрат звукового давления

$$\bar{p}^2 = \frac{1}{T_0} \int_0^{T_0} p^2(t) dt \quad (2)$$

где черта означает осреднение во времени, которое в органе слуха человека происходит за  $T_0=30\div 100\text{ мс}$ .

В плоской звуковой волне, т. е. такой, в которой поверхность, проходящая через точки с одинаковой фазой колебаний, является плоскостью, перпендикулярной направлению распространения колебания, отношение звукового давления к колебательной скорости не зависит от амплитуды колебаний. Оно равно (Па·с/м)  $p/v = \rho \cdot c$ , где  $\rho c$  — удельное акустическое сопротивление среды, которое для воздуха, например, равно  $410\text{ Па·с/м}$ , для воды  $1,5 \cdot 10^6$ , для стали  $4,8 \cdot 10^7\text{ Па·с/м}$ .

Любой звук, как физическое явление, представляет собой распространяющееся механическое колебательное движение части упругой среды (газа, жидкости, твердого тела) с малыми амплитудами. Источником его является любое колеблющееся тело, выведенное из устойчивого состояния какой-либо внешней силой. Непосредственно примыкающие к источнику колебания частицы вовлекаются в колебательный процесс и смещаются около своего положения равновесия, переходя в состояние периодического сгущения и разрежения. Этот процесс в силу упругости среды распространяется последовательно на смежные частицы в виде волны с длиной:

$$\lambda = c/f = cT, \quad (3)$$

где  $\lambda$  — длина волны;

$c$  — скорость звука в среде;

$f$  — частота колебаний;

$T$  – период колебаний.

Для звуковой волны в воздухе длина волны будет равна:

При частоте 20 Гц – 17 м;

При частоте 1000 Гц – 0,344 м;

При частоте 20 000 Гц – 0,017 м.

При распространении звуковой волны происходит перенос энергии в пространстве, называемом звуковым полем. Общее количество энергии, которое источник звука излучает в окружающее пространство, называется звуковой мощностью источника ( $W$ ). Реальные звуковые мощности источников звука, характеризуют следующие приблизительные цифры (речь идет о порядке величин):

шепот –  $10^{-9}$  Вт;

обычный разговор –  $10^{-5}$  Вт;

крик –  $10^{-3}$  Вт;

цепная пила по дереву – 1 Вт;

большой оркестр – 10 Вт;

турбореактивный самолетный двигатель –  $10^4$  Вт;

стартовый двигатель мощной космической ракеты –  $10^8$  Вт.

## ВОЗДЕЙСТВИЕ ШУМА НА ОРГАНИЗМ ЧЕЛОВЕКА

Область слышимых звуков ограничивается не только определенными частотами (20—20000 Гц), но и определенными предельными значениями звуковых давлений и их уровней. На рис. 48 эти предельные значения уровней звукового давления изображены двумя кривыми. Нижняя кривая соответствует *порогу* (началу) *слышимости*, Уместно напомнить» что логарифмическая шкала уровней звукового давления построена таким образом, что пороговое значение звукового давления  $P_0$  соответствует порогу слышимости ( $L=0$  дБ) только на частоте 1000 Гц, принятой в качестве стандартной частоты сравнения в акустике. Порог слышимости различен для звуков разной частоты. Если в диапазоне частот 800—4000 Гц величина порога слышимости минимальна, то по мере удаления от этой области вверх и вниз по частотной шкале его величина растет, особенно заметно увеличение порога слышимости на низких частотах. По этой причине высокочастотные звуки более неприятны для человека, чем низкочастотные (при одинаковых уровнях звукового давления).

Верхняя кривая на рис.48 соответствует *порогу* болевого *ощущения* ( $L=120$ - $130$  дБ). Звуки, превышающие по своему уровню этот порог, могут вызвать боль и повреждения в слуховом аппарате.

Область на частотной шкале, лежащая между этими кривыми, называется *областью слухового восприятия*.

В зависимости от уровня и характера шума, его продолжительности, а также от индивидуальных особенностей человека шум может оказывать на него различное действие.

Шум, даже когда он невелик (при уровне 50—60 дБ А), создает значительную нагрузку на нервную систему человека, оказывая на него психологическое воздействие. Это особенно наблюдается у людей, занятых умственной деятельностью. Слабый шум различно влияет на людей. Причиной этого могут быть: возраст, состояние здоровья, вид труда, физическое и душевное состояние человека в момент действия шума и другие факторы. Степень вредности какого-либо шума зависит также от того, насколько он отличается от привычного шума. Неприятное воздействие шума зависит и от индивидуального отношения к нему. Так, шум, производимый самим человеком, не беспокоит его, в то время как небольшой посторонний шум может вызвать сильный раздражающий эффект.

Известно, что ряд таких серьезных как гипертоническая и язвенная болезни, неврозы, в случаях желудочно-кишечные и кожные связаны с перенапряжением нервной системы в процессе труда и отдыха. Отсутствие необходимой тишины, особенно в ночное время, приводит к преждевременной усталости, а часто и к заболеваниям. В этой связи необходимо отметить, что шум в 30—40 дБ А в ночное может явиться серьезным беспокоящим фактором. С увеличением уровней до 70 дБ А и выше шум может оказывать определенное физиологическое воздействие на человека, приводя к видимым изменениям в его организме.

Под воздействием шума, превышающего 85-90 дБа, в первую очередь снижается слуховая чувствительность на высоких частотах.

Сильный шум вредно отражается на здоровье и работоспособности людей. Человек, работая при шуме, привыкает к нему, но продолжительное действие шума вызывает общее утомление, может привести к ухудшению слуха, а иногда и к глухоте. Нарушается процесс пищеварения, происходят изменения объема внутренних органов.

Воздействуя на кору головного мозга, шум оказывает раздражающее действие, ускоряет процесс утомления, ослабляет внимание и замедляет психические реакции. По этим причинам сильный шум в условиях производства может способствовать возникновению травматизма, так как на фоне этого шума не слышно сигналов транспорта, автопогрузчиков и других машин.

Эти вредные последствия шума выражены тем больше, чем сильнее шум и чем продолжительнее его действие.

Таким образом, шум вызывает нежелательную реакцию всего организма человека. Патологические изменения, возникшие под влиянием шума, рассматривают как шумовую болезнь.

Звуковые колебания могут восприниматься не только ухом, но и непосредственно через кости черепа (так называемая костная проводимость). Уровень шума, передаваемого этим путем, на 20—30 дБ меньше уровня, воспринимаемого ухом. Если при невысоких уровнях передача за счет костной проводимости мала, то при высоких уровнях она значительно возрастает и усугубляет вредное действие на человека.

При действии шума очень высоких уровней (более 145 дБ) возможен разрыв барабанной перепонки.

*Аудиометрией* называется испытание слуха, которое позволяет установить отклонение слуха человека от нормы. Их проводят в соответствии с ГОСТ 12.4.062—78 ССБТ «Методы определения потерь слуха» для определения пригодности человека к конкретной профессии и оценки результатов шумового воздействия. Состояние слуха определяется с помощью аудиометра. Испытуемый, находясь в тихом помещении, через наушники слушает подаваемые чистые тона разной интенсивности, а по показаниям приборов отмечается наименьшая интенсивность, при которой подводимый тон едва различается ухом. Результаты таких измерений изображают на графике, называемом аудиограммой, количественно определяющем потерю чувствительности слуха данного человека по отношению к нормальной чувствительности.

При нормировании шума используют два метода: нормирование по предельному спектру шума; нормирование уровня звука в дБА.

## ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ШУМА

Вопросы борьбы с шумом в настоящее время имеют большое значение во всех областях техники, особенно в машиностроении, на транспорте, в энергетике.

Шум на производстве наносит большой ущерб, вредно действуя на организм человека и снижая производительность труда. Утомление рабочих и операторов из-за сильного шума увеличивает число ошибок при работе, способствует возникновению травм. Нередко и в быту человек подвергается воздействию шума недопустимо высоких уровней. Поэтому борьба с шумом является важной народнохозяйственной задачей.

Часто возникает необходимость защиты не только от шума, но и от инфра- и ультразвука.

Применительно к оценке шума в какой-либо точке звукового поля (например, на рабочем месте в цехе) интерес представляет не общая акустическая мощность источника шума, а лишь та его часть, которая достигает этой точки (рабочего места). Часть общей мощности источника шума, приходящаяся на единицу площади, проходящей через заданную точку звукового поля и расположенный перпендикулярно распространению звуковой волны, называется интенсивностью звука в данной точке  $I$  (Вт/м<sup>2</sup>):

$$I = p^2 / \rho \cdot c \quad (4)$$

Величины звукового давления и интенсивности звука, с которыми приходится иметь дело в практике борьбы с шумом, могут меняться в широких пределах: по давлению до  $10^8$  раз, по интенсивности до  $10^{16}$  раз. Естественно, что оперировать такими цифрами довольно неудобно. Наиболее же важно то обстоятельство, что ухо человека способно реагировать на относительное изменение интенсивности, а не на абсолютное. Ощущения человека, возникающие при различного рода раздражениях, в частности при шуме, пропорциональны логарифму количества энергии раздражителя. Поэтому были введены логарифмические величины — уровни звукового давления и интенсивности.

Уровень интенсивности звука (дБ) определяют по формуле:

$$L = 10 \lg I / I_0, \quad (5)$$

где  $I_0$  — интенсивность звука, соответствующая порогу слышимости ( $I_0 = 10^{-12}$  Вт/м<sup>2</sup>) на частоте 1000 Гц. Величина уровня звукового давления (дБ):

$$L = 10 \lg \bar{p}^2 / p_0^2 = 20 \lg p / p_0 \quad (6)$$

где  $p_0$  — пороговое звуковое давление, выбранное таким образом, чтобы при нормальных атмосферных условиях уровни звукового давления были равны уровням интенсивности, т. е.  $p_0 = 2 \cdot 10^{-5}$  Па на частоте 1000 Гц;  $p$  — среднеквадратичная величина звукового давления. Пороговая интенсивность звука (Вт/м<sup>2</sup>)

$$I_0 = p_0^2 / \rho_0 c_0, \quad (7)$$

где  $\rho_0 c_0$  — плотность и скорость звука при нормальных атмосферных условиях.

Величину уровня интенсивности применяют при получении формул акустических расчетов, а уровня звукового давления — для измерения шума и оценки его воздействия на человека, поскольку орган слуха чувствителен не к интенсивности, а к среднеквадратичному давлению. Связь между уровнем интенсивности и уровнем звукового давления получим, разделив выражение (9) на выражение (10) и прологарифмировав

$$L_i = L + \lg \rho_0 c_0 / \rho c \quad (8)$$

При нормальных атмосферных условиях  $L_i = L$ . Уменьшение шума  $\Delta L$  определяют также в децибелах:

$$\Delta L = L_1 - L_2 = 20 \lg p_1/p_0 - 20 \lg p_2/p_0 = 20 \lg p_1/p_2 = 10 \lg I_1/I_2 \quad (9)$$

Например, если шум агрегата снизить по интенсивности в 1000 раз, то уровень интенсивности будет уменьшен на 30 дБ, т. е.  $\Delta L = 10 \lg 1000 = 30$  дБ.

В том случае, когда в расчетную точку попадает шум от нескольких источников, складывают их интенсивности, но не уровни. При этом считается, что источники некогерентны, т. е. создаваемые ими давления имеют произвольные фазы

$$I = I_1 + I_2 + I_3 \dots + I_n$$

Искомый уровень интенсивности (дБ) при одновременной работе этих источников получим, разделив левую и правую части данного выражения на  $I_0$  и прологарифмировав:

$$10 \lg I/I_0 = 10 \lg (I_1/I_0 + I_2/I_0 + \dots + I_n/I_0) \quad (10)$$

или

$$L = 10 \lg (10^{L_0/10} + 10^{L_1/10} + \dots + 10^{L_n/10}), \quad (11)$$

где  $L_1, L_2, \dots, L_n$  — уровни звукового давления или уровни интенсивности, создаваемые каждым источником (или гармоническими составляющими одного и того же источника) в расчетной точке.

Рассмотренные особенности суммирования уровней имеют большое практическое значение для шумоглушения. Так, при большом числе одинаковых источников глушение лишь нескольких из них практически не ослабит суммарный шум. Если же на рабочее место попадает шум от разных по интенсивности источников, то снижать необходимо сначала шум от более мощных источников.

Если имеется  $n$  одинаковых источников шума с уровнем звукового давления  $L_i$ , создаваемым каждым источником, то суммарный шум (дБ):

$$L = L_i + 10 \lg n \quad (12)$$

Из этой формулы видно, что два одинаковых источника совместно создадут уровень  $\approx$  на 3 дБ больший, чем каждый источник. В том случае, если источники шума неодинаковы, то можно воспользоваться табл.1.

### Определение среднего значения уровней звука (октавных уровней звукового давления)

Среднее значение уровней звука (октавных уровней звукового давления),  $L_m$  вычисляется по формуле

$$L_m = 10 \lg \sum_{i=1}^n 10^{0,1L_i} - 10 \lg n, \quad (13)$$

где  $L_i$  -  $i$ -й из усредненных уровней звука, дБА (октавных уровней звукового давления, дБ);  $i=1, 2 \dots n$ ;

$10 \lg \sum_{i=1}^n 10^{0,1L_i}$  - суммарный уровень звука, дБА (октавный уровень звукового давления, дБ), определяемый при помощи табл. 1.

Таблица 1

Суммарный уровень звука, дБА (дБ)													
Разность двух складываемых уровней	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	15	20
Добавка к более высокому уровню	3,0	2,5	2,0	1,8	1,5	1,2	1,0	0,8	0,6	0,5	0,4	0,2	0

Сложение уровней звука (октавных уровней звукового давления) при помощи табл. 1 производят последовательно, начиная с максимального, в следующем порядке:

1. Вычисляют разность двух складываемых уровней.
2. Определяют добавку к более высокому из двух складываемых уровней по табл. 1 в зависимости от полученной разности этих уровней.
3. Производят сложение полученной добавки и более высокого из двух складываемых уровней.
4. Аналогичные действия производят с полученной суммой двух уровней и третьим уровнем и т.д.

Если разность между наибольшим и наименьшим уровнями не превышает 7 дБ (дБА), то среднее значение уровней  $L_m$  определяют как среднее арифметическое значение всех уровней, вычисляемое по формуле

$$L_m = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n L_i \quad (14)$$

С помощью табл.1 можно рассчитать суммарный шум в зависимости от числа источников и уровня звукового давления.

В том, случае, если уровень звукового давления одного источника равен 80 дБ, то изменение суммарного шума будет равно:

n=2	$L_n = 83$
n=3	$L_n = 84,8$
n=4	$L_n = 86$
n=5	$L_n = 87$
n=6	$L_n = 87,8$
n=7	$L_n = 88,4$
n=9	$L_n = 89$
n=10	$L_n = 89,5$
n=11	$L_n = 90$

Из полученных расчетов становится очевидно, почему при большом числе одинаковых источников глушение лишь нескольких из них практически не ослабит суммарный шум.

Любую зависимость какой-либо величины (например, звукового давления) от времени можно представить в виде суммы конечного или бесконечного числа синусоидальных колебаний этой величины (см. гл. 4). Каждое такое колебание характеризуется своим среднеквадратичным значением физической величины и частотой  $f$ , т. е. числом колебаний в секунду (Гц).

Ухо человека может воспринимать как слышимые только те колебания, частоты которых находятся в пределах 20 Гц — 20 кГц. Ниже 20 Гц и выше 20 кГц находятся соответственно области неслышимых человеком инфра- и ультразвука.

Зависимость среднеквадратичных значений синусоидальных составляющих шума (или соответствующих им уровней в децибелах) от частоты называется частотным спектром шума (или просто спектром).

Спектры получают, используя анализаторы шума — набор электрических фильтров, которые пропускают сигнал в определенной полосе частот — полосе пропускания.

В практике борьбы с шумом, также как и борьбы с вибрациями наибольшее распространение получили фильтры с постоянной относительной полосой пропускания, в частности, октавные фильтры, нашедшие широкое применение в практике борьбы с шумом. Граничные и среднегеометрические частоты октавных полос (Гц) приведены ниже.

Среднегеометрические частоты октавных полос (Гц)	63	125	250	500
Граничные частоты октавных полос	45-90	90-180	180-355	355-710

Среднегеометрические частоты октавных полос (Гц)	1000	2000	250	500
Граничные частоты октавных полос	710-1400	1400-2800	2800-5600	5600-11200

Измерения спектров шума в этих октавных полосах проводят для сравнения шума машин, нормирования и других целей. Для более детального исследования



источников шума часто применяют третьоктавные фильтры и узкополосные анализаторы. Спектр представляется либо в виде таблицы, либо в виде графика.

## КЛАССИФИКАЦИЯ ШУМА

Шумы принято классифицировать (ГОСТ 12.1.003—76) по их спектральным и временным характеристикам и по мощности.

В зависимости от характера спектра шумы бывают тональными, в спектре которых имеются слышимые дискретные тона, и широкополосными—с непрерывным спектром шириной более одной октавы. Например, шум дисковой пилы является тональным, а реактивного двигателя—широкополосным.

По временным характеристикам шумы подразделяют на постоянные, уровень звука которых за 8-часовой рабочий день изменяется во времени не более чем на 5 дБА, и непостоянные, для которых это изменение более 5 дБА (об уровне звука см. § 41). В свою очередь, непостоянные шумы делят на колеблющиеся во времени, прерывистые и импульсные.

1. Постоянный шум - шум, уровень звука которого изменяется во времени не более чем на 5 дБА при измерениях на временной характеристике "медленно" шумомера по ГОСТ 17187-81.

2. Непостоянный шум - шум, уровень звука которого изменяется во времени более чем 5 дБА при измерениях на временной характеристике "медленно" шумомера по ГОСТ 17187-81.

3. Колеблющийся шум - непостоянный шум, уровень звука которого непрерывно изменяется во времени.

4. Прерывистый шум - непостоянный шум, уровень звука которого периодически резко падает до уровня фонового шума, причем длительность интервалов, в течение которых уровень звука остается постоянным и превышающим уровень фонового шума, составляет 1 с и более.

5. Импульсный шум - непостоянный шум, состоящий из одного или нескольких звуковых импульсов, каждый длительностью менее 1 с, при этом уровни звука, дБА, измеренные при включении временных характеристик "медленно" и "импульс" шумомера по ГОСТ 17187-81, отличаются не менее чем на 7 дБА.

Любой источник шума характеризуется, прежде всего, звуковой мощностью.

Звуковая мощность источника  $P$  — это общее количество звуковой энергии, излучаемой источником шума в окружающее пространство за единицу времени.

Если окружить источник шума замкнутой поверхностью площадью  $S$ , то звуковая мощность источника (Вт):

$$P = \int I_n dS,$$

где  $I_n$  — нормальная к поверхности составляющая интенсивности.

Окружая источник шума условной сферой с достаточно большим радиусом  $r$  ( $S=4\pi r^2$ ), чтобы можно было считать источник точечным, получим величину средней интенсивности звука на поверхности этой сферы (Вт/м<sup>2</sup>):

$$I_{cp} = P / 4 \pi r^2$$

Это выражение предполагает излучение шума по всем направлениям одинаковым, что справедливо для точечного источника, размеры которого малы по сравнению с излучаемыми им волнами. Однако источники шума часто излучают звуковую энергию неравномерно по всем направлениям, т. е.

обладают определенной направленностью излучения. Эта неравномерность излучения характеризуется коэффициентом  $\Phi$ —фактором направленности, показывающим отношение интенсивности звука, создаваемой направленным источником в данной точке  $I$ , к интенсивности  $I_{cp}$ , которую развил бы в этой же точке ненаправленный источник, имеющий ту же звуковую мощность и излучающий звук в сферу (во все стороны одинаково), т. е.

$$\Phi = I/I_{cp} = p^2/p_{cp}^2$$

Характеристики направленности обычно представляют в виде зависимости показателя направленности  $G$ , измеряемого в децибелах шумомером, от угла между выбранным направлением на наблюдателя и осью источника (рис. 46,а):

$$G = 20 \lg p/p_{cp} = L - L_{cp},$$

где  $p$  и  $L$  — звуковое давление и его уровень, измеренный на определенном расстоянии от источника, дБ;  $p_{cp}$  и  $L_{cp}$  — звуковое давление и его уровень, усредненный по всем направлениям при том же расстоянии.

Так, шум осевого вентилятора излучается в основном, по направлению оси.

Для того чтобы сравнивать шум различных машин друг с другом, производить расчеты уровни звукового давления в проектируемых помещениях, необходимо знать объективные характеристики шума, производимого машиной. Любая машина, будучи установленной в открытом пространстве, создает в разных точках личные уровни звукового давления, хотя ее звуковая мощность в остается неизменной.

В соответствии со стандартами (в частности, ГОСТ 12.1.024-81 и ГОСТ 12.1.025-81) такими шумовыми характеристиками, которые указываются в прилагаемой к машине технической документации, являются:

1) уровни звуковой мощности шума  $L_p$  в уставных полосах частот со среднегеометрическими частотами 63, 126, 250, 500, 1000, 2000, 4000, 8000 Гц, а также скорректированный уровень звуковой мощности;

2) характеристики направленности излучения шума машиной.

Уровни звуковой мощности  $L_p$  (дБ) установлены по аналогии с уровнем интенсивности звука:

$$L_p = 20 \lg p/p_0,$$

где  $P$  — звуковая мощность, Вт;  $P_0$  — пороговая звуковая мощность, равная  $10^{-12}$  Вт.

Установлены следующие методы определения шумовых характеристик машин:

свободного звукового поля; применяется в заглушенных камерах с жестким полом и в помещениях с большим звукопоглощением или в открытом пространстве;

отраженного звукового поля; используется в реверберационных камерах или в гулких помещениях;

образцового источника шума; применяется в обычных помещениях, цехах и реверберационных камерах;

измерения шумовых характеристик на расстоянии 1 м от наружного контура машин; используется в заглушенных камерах, помещениях с большим звукопоглощением, в открытом пространстве.

Наиболее точными методами являются первые два, причем основным методом определения шумовых характеристик машин является испытание в свободном звуковом поле.

Рассмотрим применение перечисленных методов определения уровня звуковой мощности.

**Метод 1.** Свободное звуковое поле характерно тем, что на достаточно большом расстоянии  $r$  от источника, большем длины звуковой волны  $\lambda$  и размеров источника, звуковые волны распространяются так, что интенсивность звука убывает обратно пропорционально квадрату расстояния от источника. Уровень звукового давления снижается на 6 дБ при удвоении расстояния от источника:

$$\begin{aligned} I_1 &= P / S_1 \\ I_2 &= P / S_2 \\ S_1 &= 4\pi r_1^2 \\ S_2 &= 4\pi r_2^2 = 4\pi (2r_1)^2 \\ I_2 &= P / 4\pi (2r_1)^2 \\ \Delta L &= 10 \lg I_1 / I_2 = 10 \lg 4 = 6 \text{ дБ} \end{aligned}$$

Для создания условий свободного звукового поля, если нет возможности проводить измерения в открытом пространстве, строят специально заглушенные камеры, которые позволяют осуществлять измерения независимо от наружных условий. Заглушенной камерой называется звуко- и виброизолированное помещение, в котором имеются условия, близкие к условиям распространения звука в свободном пространстве. На рис. 47, а показана одна из действующих заглушенных камер. Внутренняя поверхность камер облицовывается специальными звукопоглощающими клиньями, обеспечивающими плавный переход от малого акустического сопротивления воздуха в камере к большому акустическому сопротивлению стен. В результате почти полностью поглощается падающий на стены звук (отражение отсутствует).

Искомый уровень звуковой мощности  $L_P$  определяют по результатам измерений среднего уровня звукового давления  $L_{cp}$  на измерительной поверхности  $S$  (м<sup>2</sup>) (см., рис. 47,а), за которую обычно принимается площадь полусферы, т.е.  $S = 2\pi r^2$ :

$$\begin{aligned} L_P &= L_{cp} + 10 \lg S / S_0 \\ S_0 &= 1 \text{ м}^2 \end{aligned}$$

Аналогично определяется скорректированный уровень звуковой мощности  $L_{pa}$ :

$$L_{pa} = L_{Acp} + 10 \lg S / S_0,$$

где  $L_{Acp}$  —средний уровень звука на измерительной поверхности.

**Метод 2.** В тех случаях, когда не требуется знания характеристик направленности излучения шума, шумовые характеристики определяют в отраженном звуковом поле. Такое поле характеризуется постоянством уровней звукового давления в различных точках помещений, в качестве которых обычно используют реверберационные камеры или обычные гулкие помещения,

Реверберационная камера представляет собой помещение объемом 60—1000 м<sup>3</sup> с непараллельными внутренними ограждениями (рис, 47,б), поверхность которых является хорошим отражателем звука (коэффициент звукопоглощения  $\alpha$  не превышает 0,05).

Уровень звуковой мощности (дБ) ;

$$L_p = L_{cp} + 10 \lg A/A_0 - 6,$$

где  $L_p$  - средний уровень звукового давления в камере.  $A$  - эквивалентная площадь звукопоглощения камеры,  $\text{м}^2$ , которая определяется экспериментально по измерениям времени реверберации  $T_p$  помещения (время, в течении которого уровень звукового давления в помещении уменьшается на 60 дБ после прекращения действия источника звука) и равняется  $A = 0,16V / T_p$ ,  $V$ - объем помещения,  $\text{м}^3$ ,  $A_0 = 1 \text{ м}^2$

**Метод 3.** При этом приближенном методе уровень звуковой мощности машины определяют путем сравнения шума машины с шумом образцового источника, уровень звуковой мощности  $L_{pобр}$  которого известен. Измерив средние уровни звукового давления машины  $L_{cp}$  и образцового источника  $L_{обр}$  в одних и тех же точках, уровень звуковой мощности (дБ) затем рассчитывают по формуле:

$$L_p = L_{pобр} + L_{cp} - L_{обр}$$

**Метод 4.** Данный метод является приближенным. Он используется в основном для определения уровня звуковой мощности больших машин.

Уровень звуковой мощности (дБ) вычисляют по формуле:

$$L_p = L_{cp} + 10 \lg S/S_0,$$

где  $L_{cp}$  - средний уровень звукового давления на измерительной поверхности  $S$ , определяемой по ГОСТ 12.1.028-80.

# ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ ВИБРАЦИОННЫХ КОЛЕБАНИЙ

## Основные понятия и определения вибрации.

Вибрация – движение точки или механической системы, при котором происходит поочередное возрастание или убывание, по крайней мере, одной координаты. Вибрационные процессы наблюдаются при работе большинства видов производственного оборудования.

Причины вибрации технических систем.

Причиной вибрации при работе машин и агрегатов являются неуравновешенные силовые (или кинематические) воздействия.

## Источники вибрации.

Основными источниками вибрации на производстве являются:

- неуравновешенные возвратно-поступательные механизмы (кривошипно-шатунные прессы). Этот вид колебаний, как правило, вызван самим принципом действия и поэтому иногда называется нормально обусловленной вибрацией.
- неуравновешенные вращающиеся массы (токарные, фрезерные станки, ручные гайковерты и дрели). Чаще всего этот вид колебаний вызван наличием дефектов изготовления или эксплуатации вращающихся деталей вследствие несовпадения центров масс с осью вращения.
- ударные силы (отбойные, рубильные, клепальные молотки, зубчатые зацепления).
- 

## Основные параметры вибрации.

Основные параметры вибрации (размерности):

- $T$  - период (с),
- $f$  - частота (Гц),
- $x$  - амплитуда виброперемещения (м),
- $v$  - средняя виброскорость (м/с),
- $a$  - среднее виброускорение (м/с<sup>2</sup>),
- $L_v$  - уровень виброскорости (дБ),
- $L_a$  - уровень виброускорения (дБ).

## Классификация колебаний.

Существуют стационарные и нестационарные вибрационные колебания. Простейшим видом стационарного вибрационного воздействия являются гармоническое, которое описывается уравнением

$$x(t) = x_0 \sin(\omega t + \varphi)$$

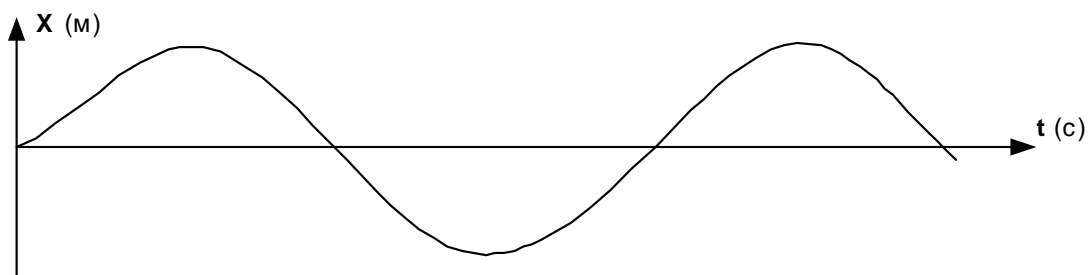


Рис.1 Форма гармонических колебаний.

Наиболее часто гармонические колебания наблюдаются при вращении несбалансированных деталей машин и механизмов. Во многих современных технических системах колебания носят нерегулярный - нестационарный характер, обусловленный наличием большого числа независимых источников вибрации и наличием нестационарных физических процессов.

По распределению спектра колебаний вибрация делится на широкополосную (Рис. 2)– обладающую бесконечным количеством частот в определенно частотном диапазоне и узкополосную – обладающую дискретным спектром вибрационных частот (Рис. 3).

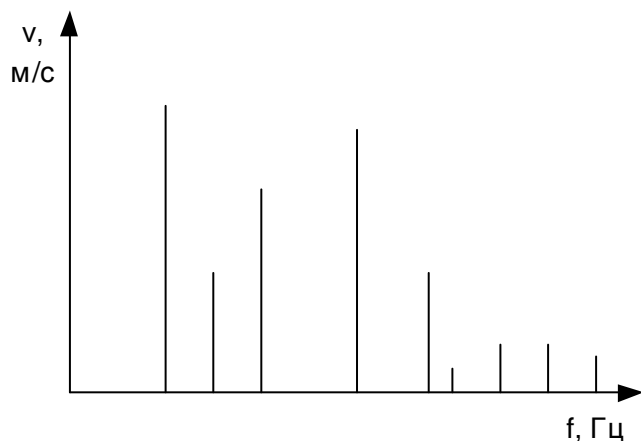


Рис.2 Амплитудно-частотная характеристика узкополосной вибрации.

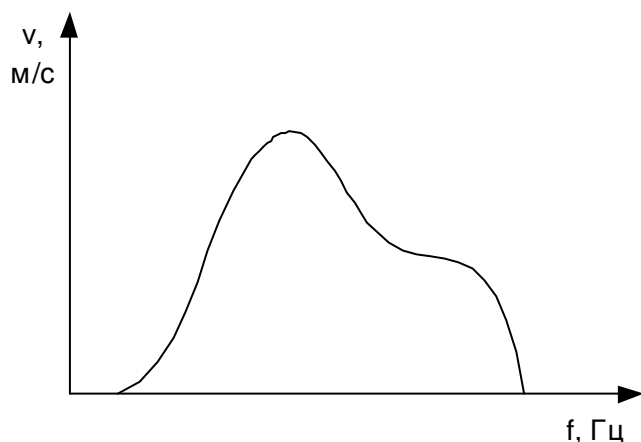


Рис.3 Амплитудно-частотная характеристика широкополосной вибрации.

### Гармоники колебаний.

В общем случае физическая величина, характеризующая вибрацию, является функцией времени. Математическая теория при построении ряда Фурье показывает, что колебательный процесс можно представить в виде суммы бесконечно длящихся синусоидальных колебаний с различными периодами и амплитудами. Эти составляющие называются гармониками. Частоты гармоник кратны основной частоте возбуждения (рис.4) :

$f_2=2f$  – частота второй гармоники,

$f_3=3f$  – частота третьей гармоники,

$f_n=nf$  - частота n гармоники.

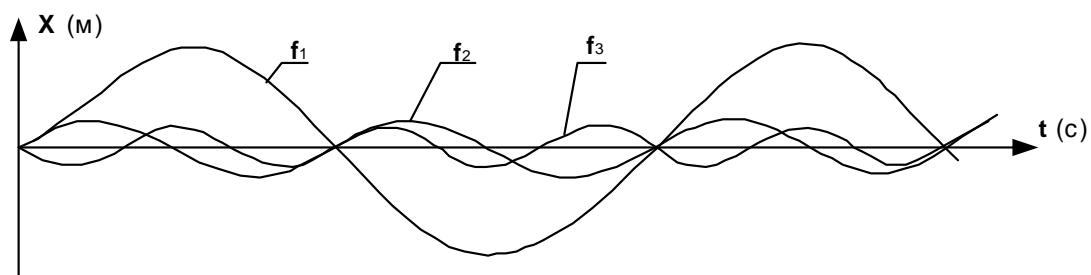


Рис.4 Форма гармоник колебаний.

Как правило, основная частота колебаний имеет амплитуду значительно большую, чем амплитуда гармоник колебаний. Если колебания случайные или кратковременные, то количество гармоник, даже в ограниченной полосе частот может стать бесконечно большим и их частоты распределятся непрерывным образом. В этом случае наблюдается широкополосный спектр колебаний.

Логарифмические уровни виброскорости и виброускорения.

Учитывая, что абсолютные значения параметров характеризующих вибрацию изменяются в широких пределах на практике используют понятие логарифмического уровня колебаний. При использовании логарифмического уровня определяется десятичный логарифм отношения исследуемой и пороговой величины. Так уровень виброскорости определяется:

$$L_v = 20 \lg (v_d / v_0),$$

где  $v_0 = 5 \cdot 10^{-8}$  м/с – стандартизованное пороговое значение виброскорости,

$v_d$  – действующее значение виброскорости.

Измеряются уровни колебаний в децибеллах (Дб).

### Октавные полосы частот.

В практике виброакустических исследований весь диапазон частот разбивают на октавные диапазоны (полосы). В октавном диапазоне верхняя граничная частота вдвое больше нижней. Среднегеометрические частоты полос стандартизованы и являются фактически названиями частотных полос. В виброакустике используются полосы: 1, 2, 4, 8, 16, 31,5 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000, 8000 Гц.

### Резонанс

Резонансные явления в технике оказывают значительное действие на интенсивность вибрационных процессов.

Любое тело в природе имеет собственные частоты колебаний. Наиболее простой способ определения собственных частот тела – это измерение частоты затухающих колебаний после приложения единичного силового воздействия (например, толчка или удара). При увеличении массы частота собственных колебаний будет снижаться, а при увеличении жесткости – повышаться.

Вынужденными колебаниями являются колебания, вызванные подводимой извне энергией. Это могут быть, например, вибрации оборудования, которое использует электрическую энергию для осуществления работы.



Если частоты и фазы вынужденных и собственных колебаний совпадают, наступает резкое увеличение амплитуды колебаний. Это явление носит название резонанса. Резонанс может привести как к сильной вибрации системы, так и ее разрушению.

### Средства контроля вибрации

Для контроля вибрации могут использоваться различные системы. Как правило, они имеют в своем составе вибропреобразователь, усилитель сигнала, средства индикации и средства регистрации (рис.5).

Вибропреобразователь осуществляет перевод вибрационных перемещений в пропорциональный переменный электрический сигнал. Такие преобразователи называются акселерометрами. Чаще всего используются пьезоэлектрические акселерометры. Принцип действия таких устройств основан на свойстве пьезоэлектрических материалов вырабатывать электрический ток при возникновении деформаций. В качестве пьезоэлектриков чаще всего используется цирконат титанат свинца. Конструкция одного из акселерометров представлена на рисунке 6. В этом устройстве инерционная масса 5 прижатая с помощью винта 3 к пьезоэлементам 2 и корпусу, состоящему из основания 1 и крышки 4. При возникновении ускорения, вызванного, например, вибрационными колебаниями, начинает давить на пьезоэлемент или ослаблять первоначальное давление на него пропорционально величине ускорения. Пьезоэлемент деформируясь под действием приложенных сил начинает вырабатывать электрический ток, который двигаясь по контакту 6 попадает в измерительный тракт.

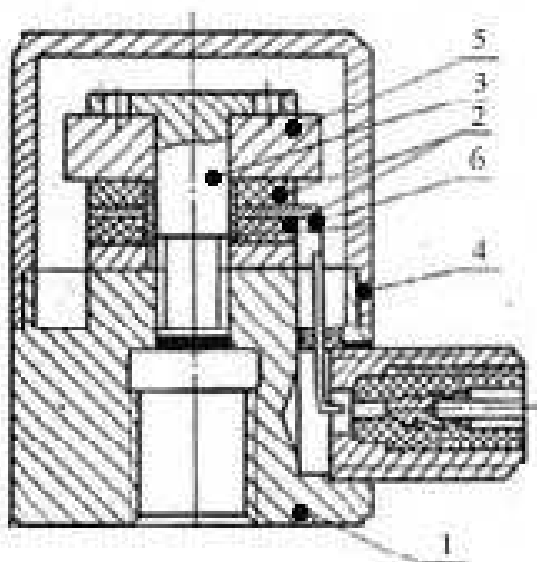
Усилитель служит для увеличения уровня электрического сигнала, что необходимо для передачи его на значительные расстояния.

Средства индикации позволяют проводить наблюдение за вибрационными характеристиками объектов, а средства регистрации для сохранения этих характеристик для дальнейшего анализа и экспертизы. В некоторых случаях средства регистрации или контроля могут отсутствовать.

На производстве наибольшее распространение получили универсальные приборы - измерители шума и вибрации, чаще называемые шумомерами. Эти приборы позволяют получать вибрационные характеристики объекта в приведенном виде, готовом для анализа на соответствие требованиям ГОСТов ССБТ.



Рис.5 Типовая блок-схема виброизмерительного оборудования.



1-основание,  
2-пьезоэлемент,  
3-винт,

4-крышка,  
5- масса инерционная,  
6-контакт.

Рис.6. Преобразователь пьезоэлектрический виброизмерительный (акселерометр) ДН-4-М1.

### Определение причины вибрации

Определение причины вибрации может осуществляться по характеру колебаний. На рис. 7 показана запись вибрации нормально работающего оборудования. По вертикальной оси откладывалось виброперемещение системы, по горизонтальной – время (расстояние между двумя вертикальными одиночно стоящими полосами – 0,2с). На диаграмме видно характерная для сложных технических систем форма колебаний, состоящая из сложения колебаний нескольких независимых источников, наибольший из которых имеет частоту  $\approx 12$  Гц. При возникшем дефекте на этом же оборудовании появляется ярко выраженная вибрационная составляющая дефектного элемента, имеющая частоту  $\approx 2$  Гц (Рис.8).

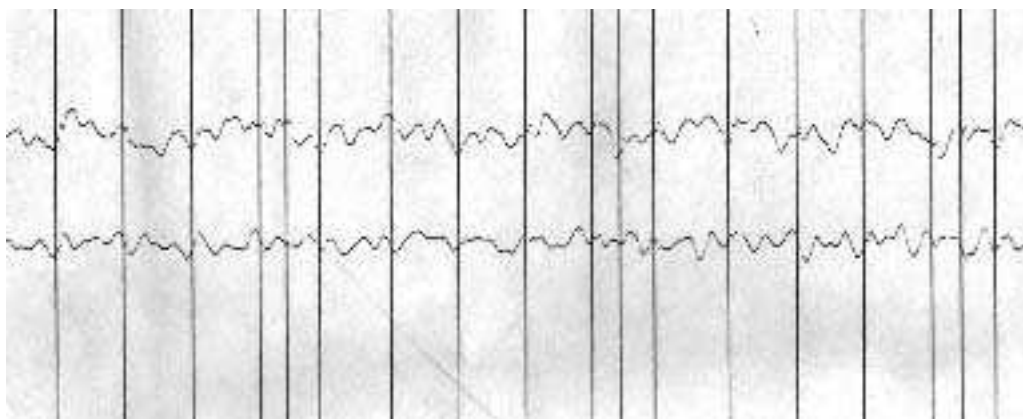


Рис. 7 Запись вибрации нормально работающего оборудования (вертикальная вибрация – вверху, горизонтальная - внизу).

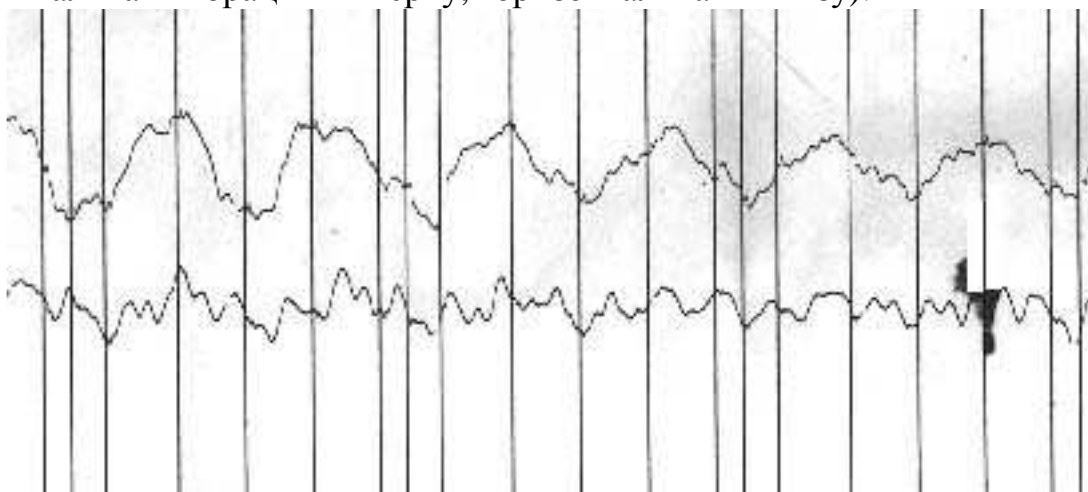


Рис. 8 Запись вибрации оборудования обладающего дефектом (вертикальная вибрация – вверху, горизонтальная - внизу).

# ВОЗДЕЙСТВИЕ ВИБРАЦИОННЫХ КОЛЕБАНИЙ НА ОРГАНИЗМ ЧЕЛОВЕКА. НОРМИРОВАНИЕ ВИБРАЦИИ

## Восприятие колебаний организмом человека.

Вибрация в малых дозах полезна для организма человека. В этом случае она оказывает тонизирующее действие, приводящее к повышению производительности труда и улучшению самочувствия. Это влияние можно увидеть на примере экспериментальных данных зависимости вероятности безошибочной работы оператора от продолжительности работы при различных видах колебаний присутствующих во время выполнения работы (Рис. 9). Кривая 1 отражает зависимость в отсутствии вибрации, кривая 2 показывает вероятность при гармонической вибрации, 3 – при негармонической вибрации.

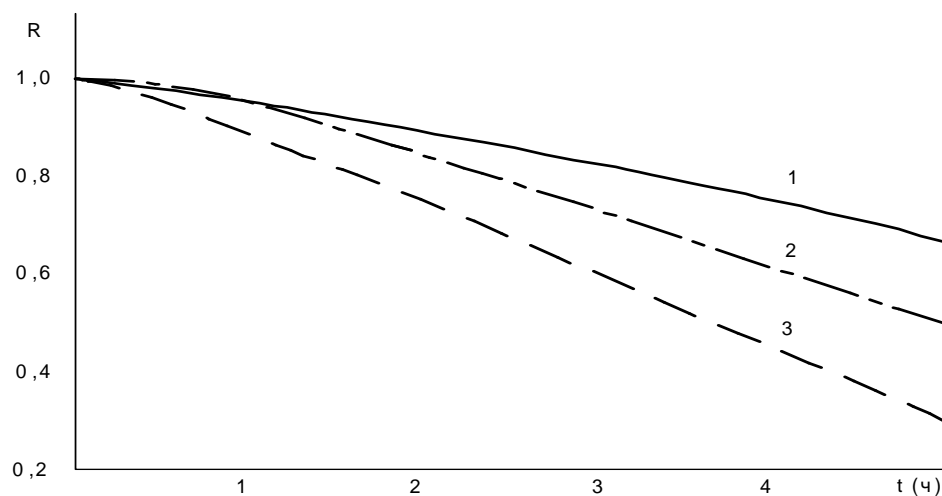


Рис.9 Зависимость вероятности безошибочной работы оператора от продолжительности работы.

Отрицательное действие вибрации сказывается на функциональном и физиологическом состоянии человека (плакат).

Влияние вибрации на функциональное состояние выражается в снижении производительности и качестве работы в течение одного рабочего дня.

Влияние вибрации на физиологическое состояние выражается в появлении заболеваний при воздействии в течение длительного времени. Вибрация может оказывать отрицательное действие на нервную, сердечно-сосудистую систему, опорно-двигательный аппарат, мышечные ткани и суставы.

## Гигиенические условия труда

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

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

## Нормирование вибрации в производственных помещениях

Нормирование вибрации в производственных помещениях в РФ осуществляется согласно ГОСТ 12.1.012-90 ССБТ (1996г.).

По способу передачи на человека различают общую и локальную вибрацию. Общая вибрация передается через опорные поверхности на тело сидящего или стоящего человека. Локальная вибрация передается через руки человека. Вибрация, воздействующая на ноги сидящего человека и на предплечья, контактирующие с вибрирующими поверхностями рабочих столов, может быть отнесена к локальной вибрации.

Общая вибрация нормируется в диапазоне октавных полос частот 2-63Гц. Локальная вибрация нормируется в диапазоне 8-1000Гц.

Нормируемыми параметрами при гигиенической оценке вибраций, согласно ГОСТу, являются средние квадратичные значения виброскоростей и их уровни или виброускорение в октавных полосах частот. Вибрация нормируется отдельно в каждой стандартной октавной полосе различно для общей и локальной вибрации. Общая вибрация нормируется с учетом свойств источника и делится на:

- транспортную – возникающую в результате движения транспортных средств по местности и дорогам,
- транспортно-технологическую – образующуюся при работе машин, работающих в стационарном положении и перемещающихся по специально подготовленным поверхностям производственных помещений,
- технологическую – возникающую при работе стационарных машин или передающуюся на рабочие места, не имеющие источников вибрации.

Коррекция параметров вибрации по частоте

В тех случаях, когда на человека во время работы действует несколько источников вибрации на различных частотах, ГОСТ предусматривает определение единого значения вибрации, эквивалентного им по воздействию на человека. Такой параметр называется скорректированным по частоте. Скорректированные значения виброскорости, виброускорения и их уровни определяются по формулам:

$$\tilde{U} = \sqrt{\sum_{i=1}^n (U_i \cdot K_i)^2};$$

$$L_{\tilde{u}} = 10 \lg \sum 10^{0,1(L_{u_i} + L_{K_i})};$$

где  $U_i$  и  $L_{u_i}$  - квадратическое значение контролируемого параметра вибрации (виброскорости или виброускорения) и его логарифмический уровень в  $i$ -й частотной полосе;

$n$  - число частотных полос в нормируемом диапазоне;

$K_i$  и  $L_i$  - весовые коэффициенты для  $i$ -й частотной полосы для среднего квадратического значения контролируемого параметра или его логарифмического уровня (задаются ГОСТ 12.1.012-90 (1996) ССБТ).

Определение продолжительности рабочего дня

При превышении допустимых параметров вибрации в 1,12 раза или на 1 дБ на рабочем месте нормативные документы предписывают ограничивать продолжительность рабочего времени. При превышении вибрации более чем 4

раза или на 12 дБ запрещается проводить работы и применять машины, генерирующие такую вибрацию.

Норму вибрационной нагрузки на оператора по спектральным и скорректированным по частоте значениям контролируемого параметра ( $U(t)$ ) при длительности воздействия вибрации менее 8 ч (480 мин) определяют по формуле

$$U_t = U_{480} \sqrt{\frac{480}{T}}$$

где  $U_{480}$  - норма вибрационной нагрузки на оператора для длительности воздействия вибрации 480 мин;

$T$  - длительность воздействия вибрации.

# КЛАССИФИКАЦИЯ СПОСОБОВ И ЭТАПОВ ВИБРОЗАЩИТЫ ЧЕЛОВЕКА

## **Вибродемпфирование**

Вибродемпфирование – гашение колебаний путем превращения энергии механических колебаний в тепловую энергию.

Вибродемпфирование осуществляется:

1. Использованием материалов с большим внутренним трением;
2. Использованием покрытий с большим внутренним трением;
3. Применением поверхностного трения;

Увеличение потерь энергии вибрации в системе может производиться: использованием, в качестве конструкционных, материалов с большим трением, нанесением на вибрирующие поверхности слоя упруго-вязких материалов, обладающих большими потерями на внутреннее трение, применением поверхностного трения. Эффективность вибродемпфирования в этом случае определяется коэффициентом затухания материала  $\eta$ . Значение  $\eta$  для чугунов и сталей, применяемых в машиностроении, невелико и составляет 0,001 – 0,01. Как следствие этого, уровни вибрации большинства конструкций в машиностроении достаточно велики, поэтому они обладают хорошей вибропроводностью. Цветные металлы имеют большее внутреннее трение. Коэффициент затухания лежит в пределах от 0,01 до 0,1.  $\eta$  для металлов в целом зависит не только от состава, но и от закалки, поверхностного трения, температуры и других факторов. С точки зрения снижения вибрации более предпочтительным является использование в качестве конструкционных материалов пластмасс ( $\eta \approx 0,1-0,3$ ), дерева ( $\eta \approx 0,1-0,2$ ), резины ( $\eta \approx 0,2-0,6$ ). В случае невозможности применения этих материалов для снижения вибрации используют демпфирующие покрытия, действие которых основано на переводе колебательной энергии в тепловую при деформации покрытия. Мягкие покрытия работают лучше на больших частотах, жесткие – на малых. Хорошо демпфируют вибрацию смазочные материалы. Слой смазки между двумя сочлененными элементами устраняет возможность непосредственного их контакта и, следовательно, появления микросоударений, которые могут быть причиной возбуждения вибрации.

Принцип вибродемпфирования лежит в основе конструкции специальных устройств, использующихся для снижения колебаний в различных системах. Такие устройства называются демпферами. Используют они обычно либо поверхностное трение – фрикционные демпферы, либо гидродинамическое – гидродемпферы.

Фрикционные демпферы часто используют для гашения крутильных колебаний. Конструкция такого устройства показана на рис. 10. Подвижный элемент такого устройства соединяется с колеблющимся механизмом. Возникающее на границе подвижного и неподвижного элементов трение приводит к переводу части механической энергии колебаний в тепловую. Недостатком такого демпфера является износ трущихся поверхностей. Более износостойкими являются гидравлические демпферы. Схема простейшего из них показана на рисунке 11. При движении штока с поршнем, соединенного с вибрирующей системой, внутри цилиндра заполненного жидкостью происходит перетекание этой жидкости из верхней части в нижнюю через отверстия в поршне или по специальным обводным каналам. Вследствие наличия гидравлического трения происходит потеря механической энергии колебаний.

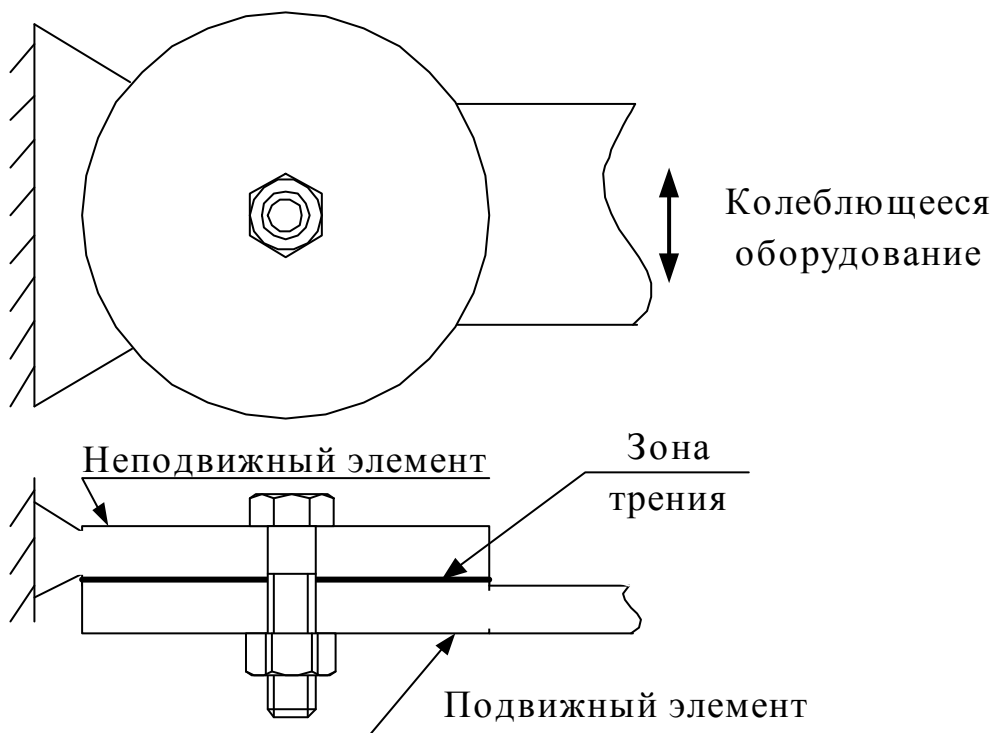


Рис.10 Фрикционный демпфер.

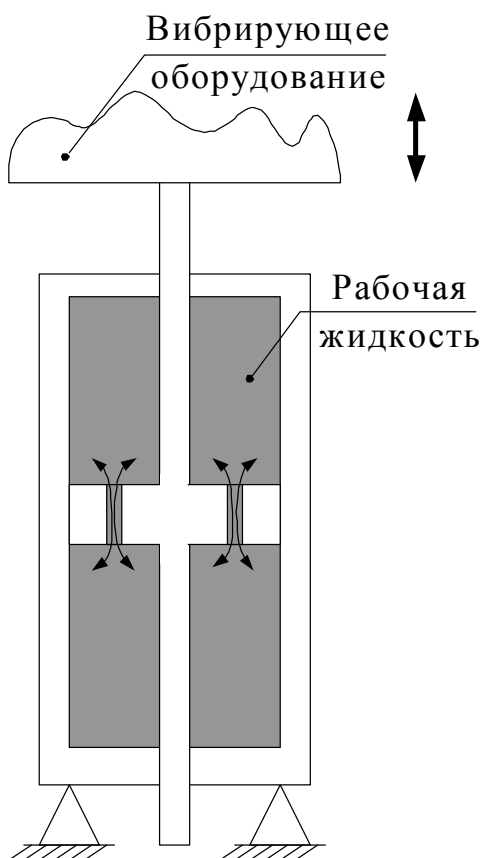


Рис.11. Схема гидравлического демпфера.

### **Виброизоляция.**

Действие виброизоляции сводится к ослаблению связей между источником вибрации и объектом виброзащиты, при этом уменьшаются передающиеся динамические воздействия. Однако, ослабление связей может сопровождаться возникновением некоторых нежелательных явлений: увеличением амплитуды колебаний и статических смещений, увеличением габаритов системы.



Эффективность виброизоляции определяется коэффициентом передачи КП, который имеет физический смысл отношения амплитуды виброперемещения, виброскорости, виброускорения защищаемого объекта к амплитуде источника возбуждения при гармонической вибрации.

Виброизоляция чаще всего осуществляется следующими методами.

1. Использование виброгасящих оснований.

Для этого обычно используются отсеченные фундаменты (рис. 12) или специальные платформы (рис. 13). Они прерывают распространение падающих колебаний от виброактивного оборудования.

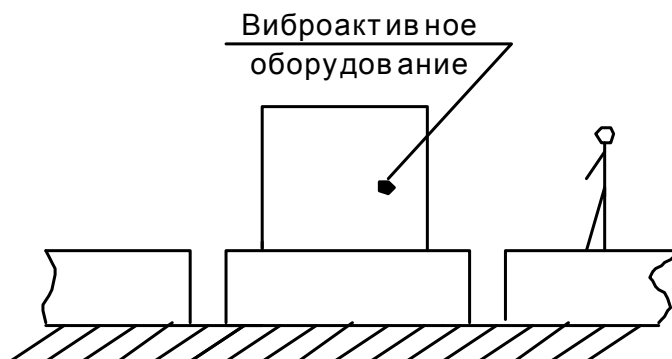


Рис.12. Схема использования отсеченного фундамента оборудования.

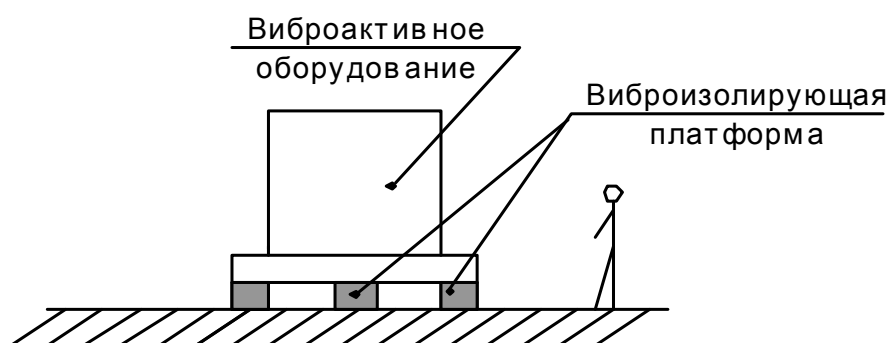


Рис.13. Схема применения виброизолирующей платформы.

2. Метод виброзадерживающих масс.

Этот способ предполагает размещение значительной массы сосредоточенной массы на пути распространения колебаний (рис.14). Масса прерывает распространение падающих и в некоторых случаях продольных колебаний. Как правило, увеличить эффективность способа можно устанавливая массу на демпфирующее основание, например – резину.

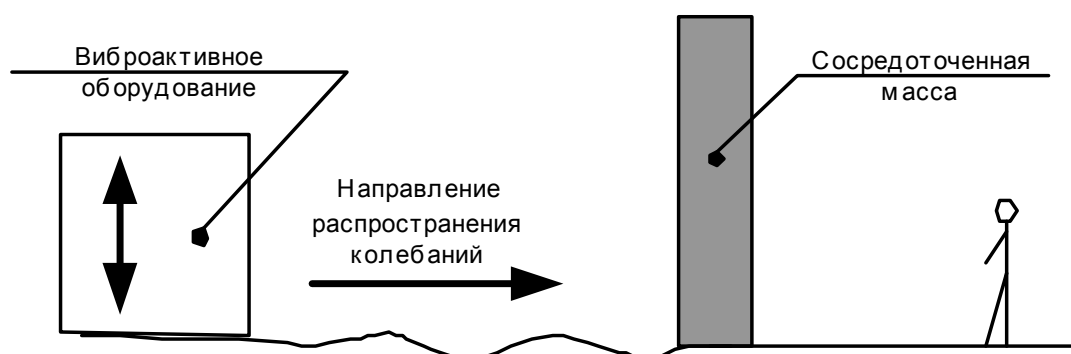


Рис. 14. Схема метода виброзадерживающих масс.

3. Метод виброзадерживающих ребер жесткости.

Так как не во всех случаях при необходимости организации виброизоляции есть возможность использования значительной сосредоточенной массы, особенно это относится к

транспортным средствам. В таких случаях может быть целесообразным использовать виброзадерживающие ребра жесткости. Суть этого метода состоит в снижении интенсивности поперечных колебаний распространяющихся по какой-либо поверхности от источника вибрации. Гашение осуществляется при деформации демпфирующего материала, расположенного между деформируемой поверхностью и ребром жесткости прижатого к этой поверхности (рис. 15). В реальности ребро также повторяет волнообразные колебания, но с меньшей интенсивностью. Длина ребра должна составлять на менее одной длины волны падающих колебаний. Такой метод позволяет добиться снижения интенсивности распространяемой вибрации при очень незначительных массах (несколько килограмм) вибропонижающих систем.

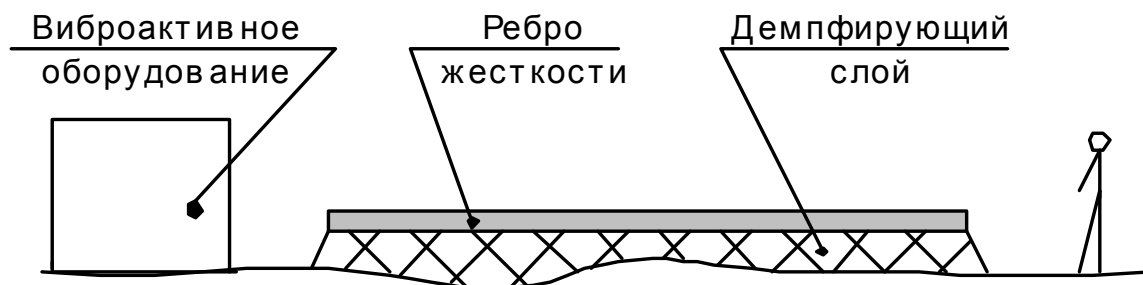


Рис. 15. Схема метода виброзадерживающих ребер жесткости.

#### 4. Применение стандартных виброизоляторов.

Стандартные виброизоляторы принято классифицировать в основном по виду или способу введения демпфирования или по материалу упругого элемента. Различают резинометаллические, резиновые и металлические виброизоляторы с сухим или воздушным трением. Упругим элементом резиновых и резинометаллических виброизоляторов является резиновый массив, соединенный с деталями металлической арматуры с помощью вулканизации. Достоинства резиновых и резинометаллических изоляторов заключаются в простоте их конструкции, в широком диапазоне изменения их упругих характеристик, определяющихся как маркой применяемой резины, так и конфигурацией упругого элемента, в возможности произвольной ориентировки изоляторов относительно основания. Особые свойства резины определяют, однако, и их недостатки: изменение динамических свойств при длительной эксплуатации, связанное со старением резины, недостаточная надежность соединения резинового массива с металлической арматурой, ухудшение виброзащитных свойств в условиях, отличающихся от нормальных (например, при повышенной или пониженной температуре и влажности), невозможность использования в атмосфере, содержащей пары бензина, масла и т.п. Количество необходимых стандартных изоляторов в случае их использования подбирается по весовой нагрузке на каждый из них. Минимальная и максимальная нагрузка, на которую рассчитан изолятор, как правило, обозначена на самом изоляторе.

Конструкция стандартного виброизолятора с сухим трением серии АПН приведена на рис. 16. В этом механизме упругий элемент состоит из двух идентичных пружин – верхней и нижней. Демпфирующим элементом является поршень, движущийся с сухим трением в полом цилиндре.

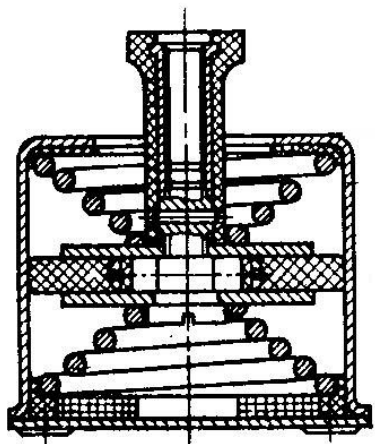


Рис 16. Конструкция стандартного виброизолятора АПН.

Динамическое гашение колебаний.

Динамический виброгаситель – дополнительная колебательная система, всегда работающая в противофазе с источником колебаний.

При реализации динамических гасителей противодействие колебаниям объекта осуществляется за счет реакций, передаваемых на него присоединенными телами. По этой причине значительные усилия могут быть достигнуты только при относительно высоких значениях присоединенных тел, составляющих обычно 5-20% приведенной массы или момента инерции исходной системы.

Динамические гасители могут быть конструктивно реализованы на основе пассивных элементов (масс, пружин, демпферов) и активных, имеющих собственные источники энергии (электрические, гидравлические и пневматические управляемые элементы). Наиболее распространены следующие виды динамических гасителей колебаний: пружинные инерционные, катковые, ударные, маятниковые и др.

Простейший динамический гаситель выполняется в виде твердого тела, упруго присоединенного к демпфируемому объекту.

Недостатком динамического виброгасителя является то, что он действует только на определенной частоте, соответствующей его резонансному режиму колебаний. Даже незначительные изменения частоты вибрации резко снижают эффективность его действия, т.к. выводят из резонансного режима работы. В соответствии с этим такие виброгасители целесообразно применять в системах, имеющих характерный постоянный по времени спектр вибраций. Несколько большую полосу частот, в которой наблюдается эффективное виброгашение, имеют динамические гасители с трением. Однако на резонансной частоте снижение колебаний такого устройства может быть меньше.

Чаще всего динамические гасители используются для достижения локального эффекта, т.е. для демпфирования вибрации непосредственно в месте работы или расположения защищаемого человека или оборудования, однако на практике осуществить это не всегда возможно.

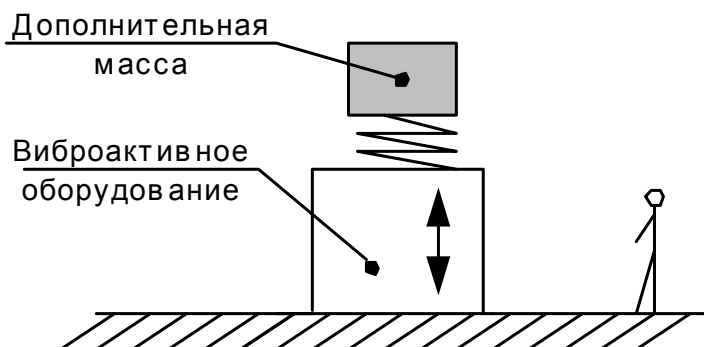


Рис. 17. Схема простейшего пружинного одномассового динамического гасителя.

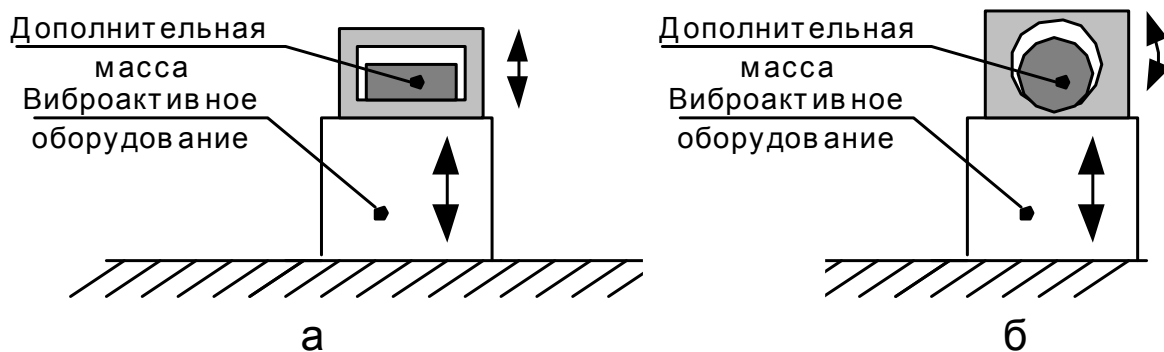
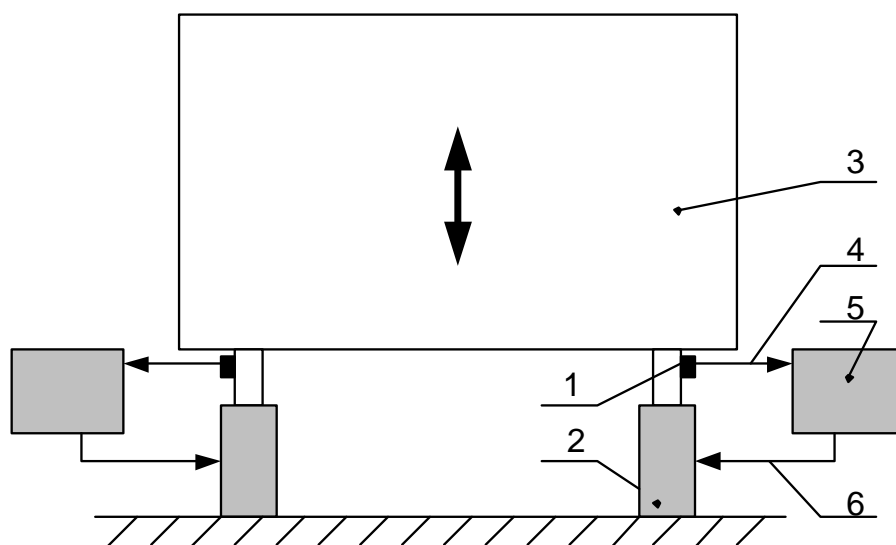


Рис.18. Схема ударного (а) и каткового (б) динамического гасителя колебаний.

### Активная виброзащита.

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. Управление в таких системах сводится к компенсации дополнительным источником энергии внешних вынуждающих сил, вызывающих вибрацию защищаемого объекта. Активные системы виброзащиты (рис.19) содержат чувствительные элементы 1, управляющие логические 5 и исполнительные устройства 2. В качестве чувствительных элементов используют датчики (обычно пьезоэлектрические), регистрирующие силы возбуждения и реакции объекта 3 или его кинематические параметры – перемещение, скорость, ускорение. Сигналы датчиков 4 характеризуют качество виброзащиты и используются для формирования сигналов управления 6, вырабатываемых логическими элементами обратной связи (обычно – процессорами). Форма сигналов управления вырабатывается с помощью передаточной функции, использующейся в логическом элементе. После усиления сигналы подаются в исполнительное устройство, создающее управляющее воздействие. В зависимости от видов исполнительного устройства различают гидравлические, пневматические, пьезоэлектрические, электромагнитные системы.

Активные системы снижения вибрации в последние годы получили широкое распространение за рубежом. Это связано с бурным развитием микропроцессорной техники и с тем, что такие системы позволяют добиться самых высоких характеристик снижения вибрации.



- 1- акселерометр,
- 2- исполнительное устройство (активатор),
- 3- виброактивное оборудование,
- 4- измеренный сигнал,

- 5- блок обработки сигнала,
- 6- исполнительный сигнал.

Рис.19. Схема активной системы снижения вибрации.

### **Средства индивидуальной защиты.**

В тех случаях, когда описанными выше методами не удастся снизить уровень вибрации ниже допустимого предела или это экономически нецелесообразно, можно использовать средства индивидуальной защиты. Наиболее распространенными являются несколько средств.

- Виброизолирующие сиденья – чаще всего используются для защиты водителей транспортных средств (автобусов, грузовых автомобилей, тракторов, сельскохозяйственных машин). Представляют собой сиденья установленные на основания, имеющие упругие и демпфирующие элементы. Достаточно эффективны сиденья, использующие гидрогазовые амортизаторы колебаний, хотя в некоторых случаях применяются и более простые – пружинные опоры.

- Виброзащитные коврики – используют хорошие демпфирующие свойства резины. Применяются, как правило, на стационарных рабочих местах для снижения общей вибрации. Недостатком является ограниченная устойчивость к маслу и другим продуктам нефтепереработки, которые могут попадать на пол производственных помещений.

- Виброзащитные перчатки – применяются для защиты рук от вибрации. Как правило, также выполняются из резины и во многих случаях оптимальны для работы с ручным инструментом, обладающим высоким уровнем вибрации (пневмогайковерты, клепальные молотки и т.д.).

- Виброзащитные рукоятки. В тех случаях, когда человек работает не только с виброактивным инструментом, и виброзащитные перчатки мешают выполнению каких либо других операций, рекомендуется использовать виброзащитные рукоятки. Чаще всего они изготовлены из резины, которая обладает большим внутренним трением.

- Виброзащитная обувь – служит для снижения уровня колебаний, передающихся от падающих волн, распространяющихся по полу производственного помещения к ногам человека. Подошва такой обуви имеет хорошие демпфирующие свойства и может быть многослойной.

# ОСНОВНЫЕ МЕТОДЫ БОРЬБЫ С ВОЗДЕЙСТВИЕМ ВИБРАЦИОННЫХ КОЛЕБАНИЙ НА ЧЕЛОВЕКА

## Методы снижения вибрации технических систем

Для ослабления влияния вибрации на организм человека существует целый ряд методов (Плакат с блок-схемой). Их можно разделить на гигиенические и технические. Гигиенические методы связаны с воздействием на физиологическое состояние человека подвергающегося вибрационному воздействию. Эти методы включают в себя ограничение продолжительности рабочего дня в случае превышения допустимых значений вибрации, введение дополнительных перерывов для отдыха и профилактических мероприятий, изменение технологических режимов. Технические, как правило, направлены на уменьшение интенсивности вибрации объектов, с которыми связана деятельность человека. Уменьшение действия вибрации оборудования на человека может быть достигнуто следующими техническими способами:

1. *Снижением виброактивности источника* - уменьшением уровней механических воздействий, возбуждаемых источником;
2. *Внутренней виброзащитой объекта* - изменением конструкции объекта, при котором заданные механические вибрации будут вызывать менее интенсивные колебания объекта или отдельных его элементов;
3. *Вибродемпфированием* – превращением энергии механических колебаний вибрирующей системы в тепловую энергию;
4. *Виброизоляцией* - установкой между расчетной точкой и источником дополнительной системы, защищающей объект от механических воздействий, возбуждаемых источником. Устройства устанавливаемые между источником и объектом называются виброизоляторами;
5. *Динамическим гашением колебаний* - присоединением дополнительной механической системы изменяющей характер колебаний. Такая система называется динамическим гасителем колебаний;
6. *Активной виброзащитой* – приложением управляющих силовых воздействий, используя для управления результаты измерения колебаний.

Кроме того, в отдельную группу можно выделить *средства индивидуальной защиты (СИЗ)* использующие некоторые из вышеописанных принципов виброзащиты.

Рассмотрим перечисленные методы.

Снижение виброактивности источника.

Возбуждение колебаний может быть обусловлено различными факторами. Целесообразно разделить их на две группы. К первой группе следует отнести различные физико-химические процессы, происходящие в источнике: процессы горения в двигателях, процессы взаимодействия жидкости или газа с лопатками турбин и компрессоров, электромагнитные явления в двигателях и генераторах, некоторые технологические процессы (например, резание металлов) и т.д. Снижение виброактивности факторов этой группы связано с изменением параметров физико-химических процессов и может быть достигнуто способами специфическими для каждого частного случая.

Вторая группа возмущающих факторов связана с движущимися телами. Движение тел внутри источника (вращение роторов, перемещение звеньев)

сопровождается возникновением динамических реакций связей, соединяющих источник с другими телами, в частности с объектом. Снижение виброактивности источника в этом случае заключается в уменьшении динамических реакций с помощью так называемого уравнивания движущихся тел.

С точки зрения снижения вибрации в источнике колебаний предпочтение имеют технологические процессы, при которых удары и резкие ускорения исключены или предельно снижены. Так, замена кривошипных механизмов механизмами с гидроприводами в значительной мере способствует снижению вибрации. К этому же приводит замена штамповки резкой и т.д. На производстве необходимо изыскивать технологические и конструктивные решения для безударного взаимодействия деталей. Для снижения вибраций зубчатых зацеплений (в редукторах) целесообразно применять шестерни со специальной формой зуба – взамен прямозубых. Это позволяет снизить уровень вибрации на 3-4 дБ.

Важным фактором, способствующим уменьшению уровня вибрации в источнике, является устранение износа подвижных элементов. Износ оборудования вызывает появление эксцентриситета вращающихся деталей, ударов в подшипниках скольжения и других элементов трансмиссии. Устранение неуравновешенности вращающихся масс достигается статической и динамической балансировкой. Замена подшипников качения на подшипники скольжения также приводит к существенному снижению уровня вибрации.

Изменение конструкции объекта.

Можно выделить два способа снижения колебаний, общих для всех механических систем.

Первый способ состоит в устранении резонансных явлений (отстройка от режима резонанса) – как правило, в разделении собственных частот объекта и частот вынужденных колебаний. Резонансные режимы при работе технологического оборудования устраняют двумя путями: либо изменением характеристик системы (массы или жесткости), либо установлением нового технологического режима (отстройка от резонансного значения частоты вынуждающей силы). Жесткость системы изменяют введением в конструкцию ребер жесткости или каким либо другим способом изменения упругих характеристик оборудования. Массу оборудования можно изменить установкой дополнительных балансировочных грузов. При увеличении массы собственные частоты системы будут снижаться, а при увеличении жесткости – повышаться. В тех случаях, когда частота вынужденных колебаний выше собственных частот, при включении и выключении оборудования будет наблюдаться кратковременное появление резонанса. Это выражается в виде раскачки системы со значительной амплитудой. Большая раскачка наблюдается в тех случаях, когда демпфирующие потери в системе минимальны. В этом случае может произойти даже разрушение системы.

Второй способ заключается в увеличении рассеивания механической энергии в объекте. В ряде случаев гашение колебаний осуществляется введением в конструкцию специальных устройств-демпферов.