

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЗАЩИТЫ ОТ ШУМА И ВИБРАЦИИ ИНЖЕНЕРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ В ЖИЛЫХ И ОБЩЕСТВЕННЫХ ЗДАНИЯХ

ПРЕДИСЛОВИЕ

1. РАЗРАБОТАНО: НИИ строительной физики - НИИСФ - Российской академии архитектуры и строительных наук (канд. техн. наук Макаров Р.А., Анджелов В.Л., Шубин И.Л., инж. Пороженко М.А.) и Московским научно-исследовательским и проектным институтом типологии, экспериментального проектирования - МНИИТЭП - (инж. Федоров Н.Н., Лалаев Э.М).

2. ПОДГОТОВЛЕНО к утверждению и изданию Управлением перспективного проектирования и нормативов Москомархитектуры (инж. Щипанов Ю.Б., Ионин В.А.).

3. УТВЕРЖДЕНО указанием Москомархитектуры от 16 декабря 1998 года N 44.

ВВЕДЕНИЕ

Настоящее пособие разработано в развитие Московских городских строительных норм МГСН 2.04-97 "Допустимые уровни шума, вибраций и требования к звукоизоляции в жилых и общественных зданиях".

Инженерное оборудование, устанавливаемое в жилых и общественных зданиях, во многих случаях является источником воздушного шума и вибраций. Воздушный шум и особенно вибрации, распространяясь с малым затуханием по несущим и ограждающим конструкциям зданий, а также по различным трубопроводам и стенкам каналов и шахт в зданиях, излучаются ими в виде структурного шума во многих помещениях, даже значительно удаленных от источника шума и вибраций.

Защита от воздушного шума, создаваемого инженерным оборудованием, решается чаще всего планировочными методами и надлежащим выбором звукоизоляции ограждающих конструкций помещения, где оно установлено, а также устройством глушителей шума в системах вентиляции и кондиционирования воздуха.

Для выбора звукоизоляции ограждающих конструкций от воздушного шума в Пособии приводится методика расчета требуемой звукоизоляции ограждающих конструкций помещений, где установлено инженерное оборудование.

Вопросы защиты от воздушного шума, создаваемого системами вентиляции и кондиционирования воздуха и распространяющегося по воздуховодам, изложены в "Руководстве по расчету и проектированию шумоглушения вентиляционных установок" (М., Стройиздат, 1982) и в настоящем Пособии не рассматриваются.

Защита от структурного шума должна осуществляться методами акустической виброизоляции инженерного оборудования и его коммуникаций.

В настоящем Пособии излагается методика расчета акустической виброизоляции инженерного оборудования, а также даются рекомендации по архитектурно-планировочным мероприятиям и конструктивным решениям, обеспечивающим защиту от структурного* и воздушного шума, создаваемых инженерным оборудованием зданий.

* При защите от структурного шума инженерного оборудования методами акустической виброизоляции обеспечивается соблюдение допустимых уровней вибрации по МГСН 2.04-97.

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

1.1. Настоящее Пособие содержит методы расчета и рекомендации по архитектурно-планировочным и строительно-акустическим мероприятиям, направленным на защиту от шума и вибраций, создаваемых инженерным оборудованием зданий. Особое внимание в Пособии уделено методикам расчета, проектирования и выбора конструктивных решений, обеспечивающих требуемую акустическую виброизоляцию различных типов инженерного оборудования зданий.

2. АРХИТЕКТУРНО-ПЛАНИРОВОЧНЫЕ МЕРОПРИЯТИЯ

2.1. Инженерное оборудование (вентиляционные установки, кондиционеры, насосные установки, встроенные трансформаторы, лифтовые лебедки и т.п.) должно располагаться в отдельных изолированных помещениях, предпочтительно в подвальных или технических этажах зданий.

2.2. При проектировании следует стремиться к тому, чтобы помещения с инженерным оборудованием не примыкали к помещениям, требующим защиты от шума.

2.3. Лифтовые шахты целесообразно располагать в лестничной клетке между лестничными маршами и с отделением шахты от конструкций здания.

К встроенной лифтовой шахте могут примыкать помещения, не требующие защиты от шума (холлы, коридоры, кухни, санитарные узлы). Лифтовая шахта независимо от планировочного решения должна иметь самостоятельный фундамент.

2.4. При расположении трубопроводов систем водоснабжения и канализации в шахтах, последние не должны примыкать к помещениям, требующим защиты от шума.

2.5. Шахты мусоропроводов не должны примыкать к помещениям, требующим защиты от шума. В помещениях для сбора мусора следует предусматривать "плавающий" пол.

3. ТРЕБУЕМАЯ ИЗОЛЯЦИЯ ВОЗДУШНОГО ШУМА ОГРАЖДАЮЩИМИ КОНСТРУКЦИЯМИ ЗДАНИЙ МЕЖДУ ПОМЕЩЕНИЕМ С ИНЖЕНЕРНЫМ ОБОРУДОВАНИЕМ И ЗАЩИЩАЕМЫМИ ОТ ШУМА ПОМЕЩЕНИЯМИ ЗДАНИЙ

3.1. Требуемую изоляцию воздушного шума $R_{тр}$, дБ, ограждающей конструкцией в октавной полосе частот следует определять по формуле

$$R_{тр} = 10 \lg \sum_{i=1}^n 10^{0,1L_{pi}} - 10 \lg V_{ш} - 10 \lg V_{к} + 10 \lg S - L_{доп} + 6, \quad (1)$$

где L_{pi} , - уровень звуковой мощности i -го инженерного оборудования, установленного в помещении, в октавной полосе частот, дБ;

$V_{ш}$, $V_{к}$ - соответственно постоянные помещения с инженерным оборудованием и помещения, защищаемого от шума, $м^2$;

S - общая площадь ограждающей конструкции, через которую шум проникает в защищаемое помещение, $м^2$;

$L_{доп}$ - допустимый октавный уровень звукового давления в защищаемом от шума помещении, дБ;

n - количество источников шума.

Постоянную помещения V ($V_{ш}$ и $V_{к}$) без звукопоглощающих облицовок и штучных звукопоглотителей в октавных полосах частот следует определять по формуле

$$V = V_{1000} \cdot \chi, \quad (2)$$

где V_{1000} - постоянная помещения, $м^2$, на среднегеометрической частоте 1000 Гц, равная $\frac{V}{20}$, где V - объем помещения, $м^3$;

χ - частотный множитель, определяемый по таблице 1.

Таблица 1

Объем помещения, $V, м^3$	Частотный множитель χ на среднегеометрических частотах октавных полос							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$V < 200$	0,8	0,75	0,7	0,8	1	1,4	1,8	2,5
$V = 200-1000$	0,65	0,62	0,64	0,75	1	1,5	2,4	4,2

Постоянную помещения $B_{обл.}$ при наличии звукопоглощающих облицовок и штучных звукопоглотителей рассчитывают в следующей последовательности:

а) определяют по формуле (2) постоянную помещения B , m^2 ;

б) определяют средний коэффициент звукопоглощения α в помещении до устройства звукопоглощающей облицовки и размещения штучных звукопоглотителей по формуле

$$\alpha = \frac{B}{B + S_{огр.}}, \quad (3)$$

где B - то же, что в формуле (2);

$S_{огр.}$ - общая площадь внутренних ограждающих поверхностей помещения, m^2 ;

в) определяют величину звукопоглощения A , m^2 , необлицованных внутренних ограждающих поверхностей по формуле:

$$A = \alpha(S_{огр.} - S_{обл.}), \quad (4)$$

где α и $S_{огр.}$ - то же, что в формуле (3);

$S_{обл.}$ - площадь звукопоглощающей облицовки, m^2 ;

г) определяют величину дополнительного поглощения ΔA , m^2 , по формуле

$$\Delta A = \alpha_{обл.} S_{обл.} + A_{шт.} n_{шт.}, \quad (5)$$

где $\alpha_{обл.}$ - реверберационный коэффициент звукопоглощения звукопоглощающей облицовки в данной октавной полосе частот (см. СНиП II-12-77, ч. II);

$S_{обл.}$ - то же, что в формуле (4);

$A_{шт.}$ - величина звукопоглощения штучного звукопоглотителя в данной полосе частот, m^2 (см. СНиП II-12-77, ч. II)

$n_{шт.}$ - количество штучных звукопоглотителей;

д) определяют средний коэффициент звукопоглощения α_1 в помещении со звукопоглощающей облицовкой и штучными звукопоглотителями по формуле

$$\alpha_1 = \frac{A + \Delta A}{S_{огр.}}, \quad (6)$$

где A - то же, что в формуле (4);

ΔA - то же, что в формуле (5);

$S_{огр.}$ - то же, что в формуле (3);

е) определяют постоянную акустически обработанного помещения $B_{обл.}$, m^2 , по формуле

$$B_{обл.} = \frac{A + \Delta A}{1 - \alpha_1}, \quad (7)$$

где A , ΔA и α_1 - то же, что в формуле (6).

3.2. Выбор ограждающих конструкций помещения с инженерным оборудованием в соответствии с требуемой изоляцией

воздушного шума, $R_{тр.}$, производят по каталогам звукоизоляционных качеств ограждающих конструкций и с помощью Пособия к МГСН 2.04-97 "Проектирование звукоизоляции ограждающих конструкций жилых и общественных зданий". М., 1998.

4. ТРЕБУЕМАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ АКУСТИЧЕСКОЙ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ

4.1. Эффективность акустической виброизоляции агрегатов инженерного оборудования (далее - агрегаты) ΔL , дБ, ориентировочно определяют по формуле

$$\Delta L = 20 \lg \left| \frac{f^2}{f_z^2} - 1 \right|, \quad (8)$$

где f - основная расчетная частота вынуждающей силы агрегата, Гц;

f_z - собственная частота колебаний виброизолированного агрегата в вертикальном направлении, Гц.

4.2. Для обеспечения допустимых уровней шума и вибраций в помещениях жилых и общественных зданий, создаваемых работой инженерного оборудования, необходимо соблюдение двух условий:

а) эффективность акустической виброизоляции агрегата ΔL не должна быть меньше значений $\Delta L_{тр.}$, приведенных в табл. 2;

Таблица 2

Вид инженерного оборудования	Требуемая эффективность акустической виброизоляции $\Delta L_{тр.}$, дБ
Центробежные компрессоры	30
Поршневые компрессоры мощностью, кВт	
до 11	17
от 15 до 44	20
от 55 до 110	26
Встроенные трансформаторы	28
Автономные кондиционеры*	20
Центробежные насосы	26
Лифтовые лебедки	24
Крышные котельные*	23
Центробежные вентиляторы с частотой вращения, N , мин ⁻¹	
более 800	26
от 500 до 800	20-26
от 350 до 500	17-20
от 200 до 350	11-17

* Для крышных котельных и автономных кондиционеров основная расчетная частота вынуждающей силы выбирается по наименьшей частоте вращения установленных агрегатов (насосов, компрессоров, вентиляторов)

Примечание: Для обеспечения допустимых уровней шума и вибрации от инженерного оборудования в жилых домах, гостиницах, административных зданиях, общественных зданиях категории А (по МГСН 2.04-97), а также в больницах, домах отдыха, санаториях, театрах и библиотеках требуемая эффективность виброизоляции $\Delta L_{\text{тр}}$ должна быть на 5 дБ выше указанной в таблице, допустимая собственная частота колебаний $f_{z \text{ доп}}$, определенная по графику рис. 1, должна быть уменьшена в 1,8 раза.

б) собственная частота колебаний виброизолируемого агрегата в вертикальном направлении f_z не должна превышать значений допустимых частот собственных колебаний в вертикальном направлении $f_{z \text{ доп}}$, определенных по рис. 1, в зависимости от частоты вращения элементов виброизолируемого агрегата N , мин^{-1} , требуемой эффективности виброизоляции $\Delta L_{\text{тр}}$, дБ, и типа перекрытия, на котором установлен агрегат.

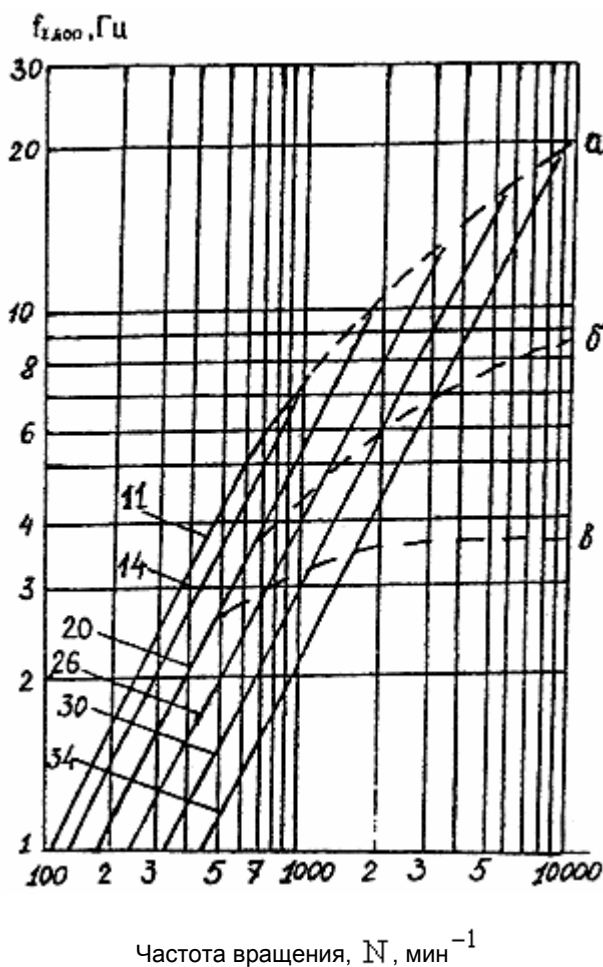


Рис. 1. Допустимая частота собственных вертикальных колебаний виброизолированного агрегата

а - подвальные этажи; б - тяжелые железобетонные перекрытия ($G \geq 500 \text{ кг/м}^2$);

в - легкие бетонные перекрытия ($500 > G > 200 \text{ кг/м}^2$);

(цифры внутри графика указывают требуемую эффективность виброизоляции $\Delta L_{\text{тр}}$, дБ).

Примечание. Предельно допустимая частота собственных вертикальных колебаний агрегата $f_{z \text{ доп}}$ не должна превышать значений, ограниченных пунктирными линиями для соответствующих типов перекрытий.

При этом, если в агрегате имеются части, вращающиеся с неодинаковой частотой, за расчетную принимается наименьшая частота вращения.

5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОБЩЕЙ ТРЕБУЕМОЙ МАССЫ ВИБРОИЗОЛИРОВАННОГО АГРЕГАТА И

ТРЕБУЕМОЙ СУММАРНОЙ ЖЕСТКОСТИ ВИБРОИЗОЛЯТОРОВ

5.1. Для выполнения условий, перечисленных в п.4.2, необходимо чтобы общая требуемая масса виброизолируемого агрегата с вращающимися частями $M_{тр.}$, кг, была не меньше, чем рассчитанная по формуле:

$$M_{тр.} \geq \frac{2,5 \cdot \varepsilon \cdot M_{вр.ч}}{a_{доп.}}, \quad (9)$$

где ε - эксцентриситет вращающихся частей агрегата, м (для вентиляторов и насосов можно приближенно принимать: $\varepsilon = (0,2 \div 0,4) \cdot 10^{-3}$, м, - при динамической балансировке; $\varepsilon = (1 \div 1,5) \cdot 10^{-3}$, м, - при статической балансировке);

$M_{вр.ч}$ - общая масса вращающихся частей агрегата, кг;

$a_{доп.}$ - максимально допустимая амплитуда смещения центра масс агрегата, м, определяемая по табл. 3.

Таблица 3

Частота вращения агрегата, мин ⁻¹	200	300	400	500	600	700	900	1200	1500	2000	3000
Максимально допустимая амплитуда смещения центра масс агрегата, $a_{доп.} \cdot 10^{-3}$, м	0,22	0,2	0,18	0,16	0,145	0,13	0,11	0,09	0,07	0,06	0,04

Если общая масса агрегата (например, масса вентилятора с электродвигателем и металлической рамой) меньше требуемой, необходимо увеличить ее до требуемой, например, частичным или полным заполнением внутреннего объема металлической рамы бетоном, или смонтировать агрегат на общей железобетонной (пригрузочной) плите.

5.2. Требуемую суммарную жесткость виброизоляторов в вертикальном направлении $K_{z тр.}$, Н/м, определяют по формуле

$$K_{z тр.} = 4\pi^2 f_{z доп.}^2 \cdot M_{тр.}, \quad (10)$$

где: $f_{z доп.}$ - допустимая частота собственных колебаний виброизолированного агрегата в вертикальном направлении, определенная по графику рис. 1, Гц;

$M_{тр.}$ - общая требуемая масса виброизолированного агрегата, кг, по формуле (9).

6. ВЫБОР ТИПОВ, КОЛИЧЕСТВА И РАСПОЛОЖЕНИЯ ВИБРОИЗОЛЯТОРОВ

6.1. Для снижения шума и вибрации, создаваемых агрегатами, имеющими частоты вращения менее 1800 мин⁻¹, предпочтительно применять пружинные виброизоляторы; при частоте вращения 1800 мин⁻¹ и более допускается применение также и резиновых виброизоляторов. Стальные виброизоляторы долговечны и надежны в работе, но они недостаточно снижают передачу вибраций высоких частот. Резиновые виброизоляторы эффективно снижают высокие частоты, но они обладают недостаточной виброизолирующей способностью на низких частотах, и, кроме того, недостаточно долговечны. В общем случае наиболее эффективным является применение комбинированных виброизоляторов, состоящих из пружинных виброизоляторов, установленных на резиновых или пробковых прокладках толщиной 10-20 мм, прилегающих к опорной поверхности.

Агрегаты с динамическими нагрузками (вентиляторы, насосы, компрессоры и т.п.) рекомендуется жестко монтировать на пригрузочной железобетонной плите или металлической раме, которая должна опираться на виброизоляторы.

6.2. Виброизоляторы следует располагать таким образом, чтобы сумма проекций расстояний вертикальных осей

виброизоляторов от центра масс на две взаимно перпендикулярные оси, расположенные в горизонтальной плоскости и проходящие через центр масс системы, равнялись нулю.

6.3. Общее количество виброизоляторов и их размещение, т.е. расстояния от центра масс агрегата до точек крепления виброизоляторов, определяют расчетом с учетом необходимости обеспечения устойчивости агрегата.

6.4. Если согласно п.6.1 выбраны пружинные виброизоляторы, расчет выполняют в следующем порядке:

а) определяют по табл. 2 требуемую эффективность акустической виброизоляции $\Delta L_{тр.}$, дБ, в зависимости от вида виброизолируемого инженерного оборудования;

б) определяют по рис. 1 допустимую частоту собственных колебаний в вертикальном направлении виброизолируемого агрегата $f_{z доп.}$, Гц, в зависимости от частоты вращения виброизолируемого агрегата, мин^{-1} ; $\Delta L_{тр.}$, дБ, и типа перекрытия, на котором он установлен;

в) определяют по формуле (9) общую требуемую массу виброизолируемого агрегата $M_{тр.}$, кг;

г) если общая требуемая масса $M_{тр.}$, кг, больше массы агрегата M_a , кг (по исходным данным), определяют пригрузочную массу $M_{п.}$, кг, по формуле:

$$M_{п.} = M_{тр.} - M_a. \quad (11)$$

Если общая требуемая масса $M_{тр.}$ меньше массы агрегата M_a , то в дальнейшем в качестве $M_{тр.}$ принимают M_a .

д) в соответствии с указаниями п.6.3 определяют необходимое количество виброизоляторов, n ;

е) определяют статическую нагрузку на один виброизолятор $P_{ст.}$, Н, по формуле

$$P_{ст.} = \frac{M_{тр.} \cdot g}{n}. \quad (12)$$

где $g = 9,8 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$;

n - количество виброизоляторов;

ж) определяют расчетную максимальную рабочую нагрузку на один виброизолятор $P_{\text{max расч.}}$, Н, по формуле

$$P_{\text{max расч.}} = P_{ст.} + 1,5 \frac{4\pi^2 \cdot f^2 \cdot a_{доп.}}{10g} P_{ст.}, \quad (13)$$

где $P_{ст.}$ - статическая нагрузка, определяемая по формуле (12);

f - основная расчетная частота вынуждающей силы агрегата, Гц (по исходным данным);

$a_{доп.}$ - максимально допустимая амплитуда смещения центра масс агрегата (табл. 3), м;

з) определяют по формуле (10) требуемую суммарную жесткость всех виброизоляторов в вертикальном направлении $K_{z тр.}$, Н/м, и затем требуемую жесткость в вертикальном направлении одного виброизолятора $k_{z тр.}$ по формуле

$$k_{z тр.} = \frac{K_{z тр.}}{n}, \quad (14)$$

где n - число виброизоляторов;

и) находят по паспортным данным (например, рис. 2 для пружинных виброизоляторов ДО и рис. 6 для резиновых виброизоляторов ВР), подходящий тип виброизолятора по максимальной рабочей нагрузке на один виброизолятор $P_{\text{max расч.}}$ и жесткости одного виброизолятора в вертикальном направлении $k_{z тр.}$, при этом должны соблюдаться неравенства

$$P_{\max} \geq P_{\max \text{ расч}}$$

(15)

$$k_z \leq k_{z \text{ тр.}}$$

где P_{\max} - максимальная рабочая нагрузка на один виброизолятор, Н;

$P_{\max \text{ расч}}$ - максимальная расчетная рабочая нагрузка на один виброизолятор, Н, определенная по формуле (13);

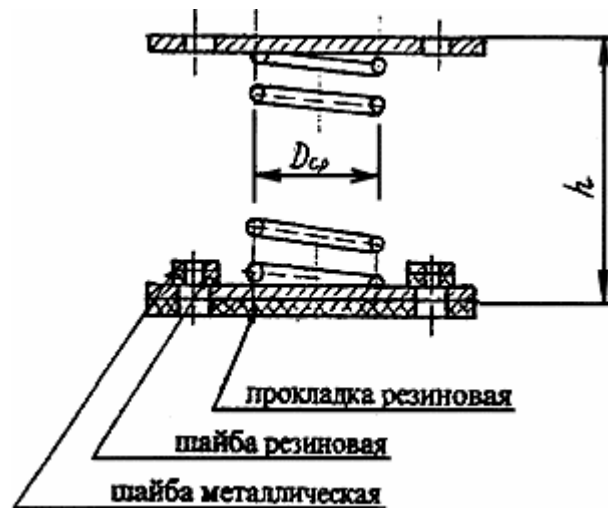
k_z - жесткость одного виброизолятора в вертикальном направлении, Н/м, (по паспортным данным; для пружинных виброизоляторов типа ДО - по данным на рис. 2);

$k_{z \text{ тр.}}$ - требуемая жесткость одного виброизолятора в вертикальном направлении, определенная по формуле (14).

Если эти условия не соблюдаются, выбирают другой тип виброизоляторов.

к) определяют собственную частоту колебаний виброизолированного агрегата в вертикальном направлении f_z , Гц, по формуле

$$f_z = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_z \cdot g}{P_{\text{ст.}}}} \quad (16)$$



Обозначение	Максимальная рабочая нагрузка, P_{\max} , Н	Собственная частота вертикальных колебаний агрегата f , Гц, при P_{\max}	Жесткость в вертикальном направлении, k_z , кН/м	Высота h в свободном состоянии, мм	Осадка пружины, мм, под максимальной рабочей нагрузкой P_{\max} , Н	$D_{\text{ср}}$, мм
ДО38	122	3	4,5	72	27	30
ДО39	219	2,7	6,1	92,5	36	40
ДО40	339	2,5	8,1	113	41,7	50
ДО41	540	2,4	12,4	129	43,4	54
ДО42	942	2,1	16,5	170	57,2	72
ДО43	1648	2,1	29,4	192	56	80
ДО44	2384	1,9	35,7	226	66,5	96

ДО45	3728	1,8	44,2	281	84,5	120
------	------	-----	------	-----	------	-----

Рис. 2. Виброизоляторы ДО

где k_z - то же, что в формуле (15);

$$g = 9,8 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2};$$

$P_{ст.}$ - то же, что в формуле (12);

л) определяют эффективность акустической виброизоляции ΔL , дБ, обеспечиваемую подобранной системой виброизоляции, по формуле (8), при этом f_z - величина, рассчитанная по формуле (16).

Найденное значение эффективности акустической виброизоляции ΔL , дБ, должно быть больше $\Delta L_{тр.}$, дБ, определенного по табл. (2).

6.5. Если согласно п.6.1 выбраны резиновые виброизоляторы промышленного изготовления, имеющие паспортные данные (см., например, рис. 6 и Приложение 1, п.6), расчет выполняют в той же последовательности, что и для пружинных виброизоляторов (см. п.6.5).

Если выбраны резиновые виброизоляторы не промышленного изготовления в виде сплошных цилиндров, кубов или параллелепипедов квадратного сечения, расчет выполняют в следующем порядке:

а) в соответствии с п.6.4а, б, в, г) определяют требуемую эффективность акустической виброизоляции $\Delta L_{тр.}$, дБ, допустимую частоту собственных колебаний в вертикальном направлении виброизолируемого агрегата $f_{z доп.}$, Гц, общую требуемую массу виброизолируемого агрегата $M_{тр.}$, кг;

б) определяют суммарную площадь поперечного сечения всех резиновых виброизоляторов S , м^2 , по формуле:

$$S = \frac{M_{тр.} \cdot g}{\sigma}, \quad (17)$$

где $M_{тр.}$ - общая требуемая масса виброизолируемого агрегата, кг;

$$g = 9,8 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2};$$

σ - допустимое статическое напряжение в резине, для резины с твердостью (по Шору А) до 40 принимается 0,1-0,3 МПа, для резины с большей твердостью - 0,3-0,5 МПа;

в) определяют площадь поперечного сечения одного виброизолятора s , м^2 , по формуле:

$$s = S/n, \quad (18)$$

где S - суммарная площадь поперечного сечения, определенная по формуле (17);

n - количество виброизоляторов;

г) определяют поперечный размер одного виброизодятора:

в виде цилиндра - диаметр d , м:

$$d = \sqrt{\frac{4s}{\pi}}, \quad (19)$$

в виде куба или параллелепипеда квадратного сечения - сторону квадрата, δ , м:

$$\delta = \sqrt{s} ; \quad (20)$$

д) определяют требуемую суммарную жесткость виброизоляторов в вертикальном направлении $K_{z \text{ тр.}}$, Н/м, по формуле (10);

е) рассчитывают рабочую высоту каждого виброизолятора H_p , м, по формуле:

$$H_p = \frac{E_{\delta} \cdot S}{K_{z \text{ тр.}}} , \quad (21)$$

где E_{δ}^* - динамический модуль упругости резины, Па, определяемый ориентировочно по графику рис. 3 в зависимости от твердости резины;

* Более точные значения динамического модуля упругости резин следует определять экспериментальным путем.

S - площадь поперечного сечения всех виброизоляторов, м²;

$K_{z \text{ тр.}}$ - требуемая суммарная жесткость всех виброизоляторов, Н/м;

ж) проверяют соблюдение условий устойчивости, при этом необходимо соблюдение неравенств:

для виброизоляторов в виде цилиндра $1,5H_p \leq d \leq 8H_p$ (22)

или для виброизоляторов в виде кубов или параллелепипедов квадратного сечения $1,5H_p \leq \delta \leq 8H_p$,

где H_p - рабочая высота виброизолятора, м, определяемая по формуле (21).

Если эти условия не выполнены, необходимо выбрать резину с другой твердостью или отказаться от резиновых виброизоляторов и остановить выбор на пружинных виброизоляторах;

з) определяют полную высоту виброизолятора H , м:

для виброизоляторов в виде цилиндров $H = H_p + 1/8d$, (23)

или для виброизоляторов в виде кубов или параллелепипедов квадратного сечения $H = H_p + 1/8\delta$,

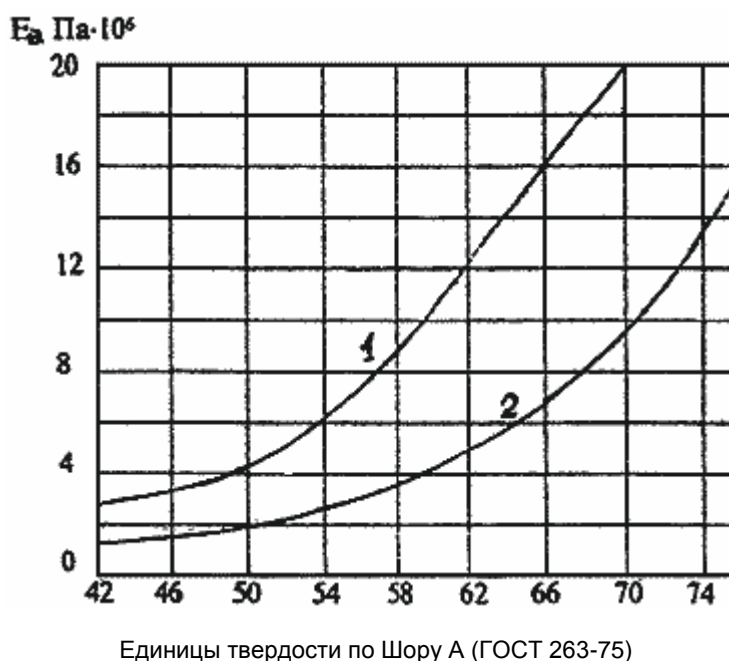


Рис. 3. Зависимость динамического модуля упругости резины от твердости:

1 - резина на синтетическом каучуке;

2 - резина на натуральном каучуке.

и) определяют суммарную жесткость всех резиновых виброизоляторов в вертикальном направлении K_z , Н/м, по формуле

$$K_z = \frac{E_{\partial} \cdot S}{H_p}, \quad (24)$$

где E_{∂} , S , H_p - то же, что в формуле (21);

к) определяют собственную частоту колебаний виброизолированного агрегата в вертикальном направлении f_z , Гц, по формуле

$$f_z = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_z}{M_{тр.}}}, \quad (25)$$

где K_z - суммарная жесткость всех виброизоляторов в вертикальном направлении, определяемая по формуле (24), Н/м;

$M_{тр.}$ - общая требуемая масса виброизолированного агрегата, кг;

л) определяют эффективность акустической виброизоляции ΔL , дБ, обеспечиваемую подобранной системой виброизоляции, по формуле (8). Значение эффективности ΔL , дБ не должно быть меньше $\Delta L_{тр.}$, дБ, определенного по табл. 2.

7. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА, ПРОЕКТИРОВАНИЯ И КОНСТРУКТИВНЫХ РЕШЕНИЙ АКУСТИЧЕСКОЙ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ ИНЖЕНЕРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

7.1. Насосные установки, холодильные машины и элементы их сетей

7.1.1. В системах трубопроводов, соединенных с насосом, должны применяться гибкие вставки - резинотканевые рукава или резинотканевые рукава, армированные металлическими спиралями, в зависимости от гидравлического давления в сети. Гибкие вставки следует располагать как можно ближе к насосной установке как на нагнетательной, так и на всасывающей линиях.

7.1.2. При расчете виброизолирующих оснований под насосные установки и холодильные машины (далее - агрегаты) должна учитываться продольная динамическая жесткость гибких вставок, которая соизмерима с жесткостью виброизоляторов, а во многих случаях выше ее.

7.1.3. Общую требуемую массу агрегата $M_{тр.}$, кг, определяют по формуле:

$$M_{тр.} = \mu \cdot (K_{ГВ} + K_B), \quad (26)$$

где $\mu = 0,00084c^2$;

$K_{ГВ}$ - продольная динамическая жесткость гибких вставок, Н/м (при расположении гибких вставок горизонтально учитывается их суммарная продольная жесткость; при расположении одной гибкой вставки вертикально, а второй горизонтально учитывается только продольная жесткость вертикальной гибкой вставки);

K_B - суммарная динамическая жесткость виброизоляторов в направлении, параллельном продольной оси гибкой вставки, Н/м (при расположении одной гибкой вставки вертикально, а второй горизонтально учитывается общая жесткость виброизоляторов в вертикальном направлении). При горизонтальном расположении двух гибких вставок учитывают общую жесткость виброизоляторов в горизонтальном направлении.

7.1.4. Продольную динамическую жесткость гибких вставок из резинотканевых рукавов $K_{ГВ}$, Н/м, со свободной длиной 750 мм следует определять по графику на рис. 4.

Суммарную жесткость пружинных виброизоляторов в вертикальном направлении определяют по паспортным данным на виброизоляторы рис. 2, а в горизонтальном направлении - с помощью графика на рис. 5. Суммарную жесткость резиновых виброизоляторов непромышленного изготовления в виде цилиндров или параллелепипедов, в вертикальном направлении K_z рассчитывают по формуле (24), а жесткость в горизонтальном направлении по формуле:

$$K_x = K_z \cdot \frac{H_p}{3H}, \quad (27)$$

где K_x, K_z - суммарные жесткости всех резиновых виброизоляторов, соответственно в горизонтальном и вертикальном направлениях, Н/м;

H_p, H - рабочая и полная высоты виброизолятора, м, определенные соответственно по формулам (21) и (23).

7.1.5. Производят предварительный расчет требуемой условной массы $M_{тр. усл}$, кг, в зависимости от продольной динамической жесткости гибких вставок по формуле

$$M_{тр. усл} = 0,00084 \cdot K_{ГВ}, \quad (28)$$

где $K_{ГВ}$ - то же, что в формуле (26).

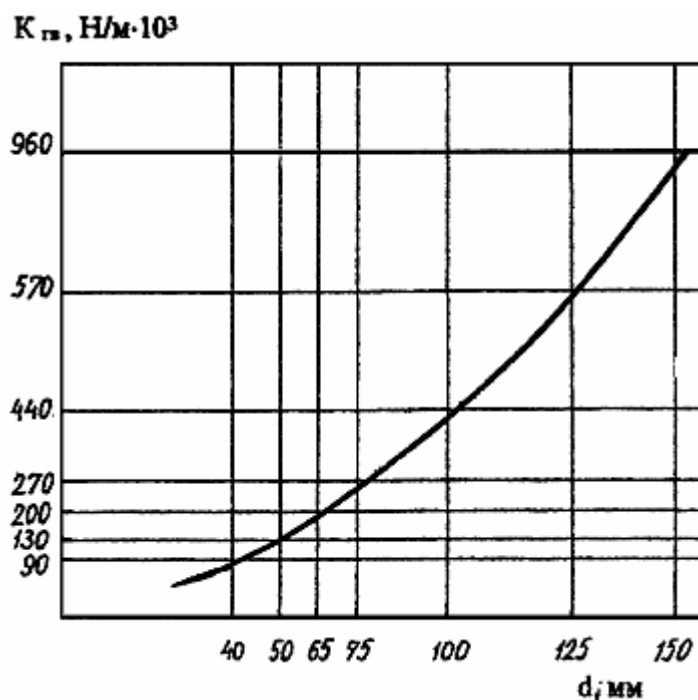
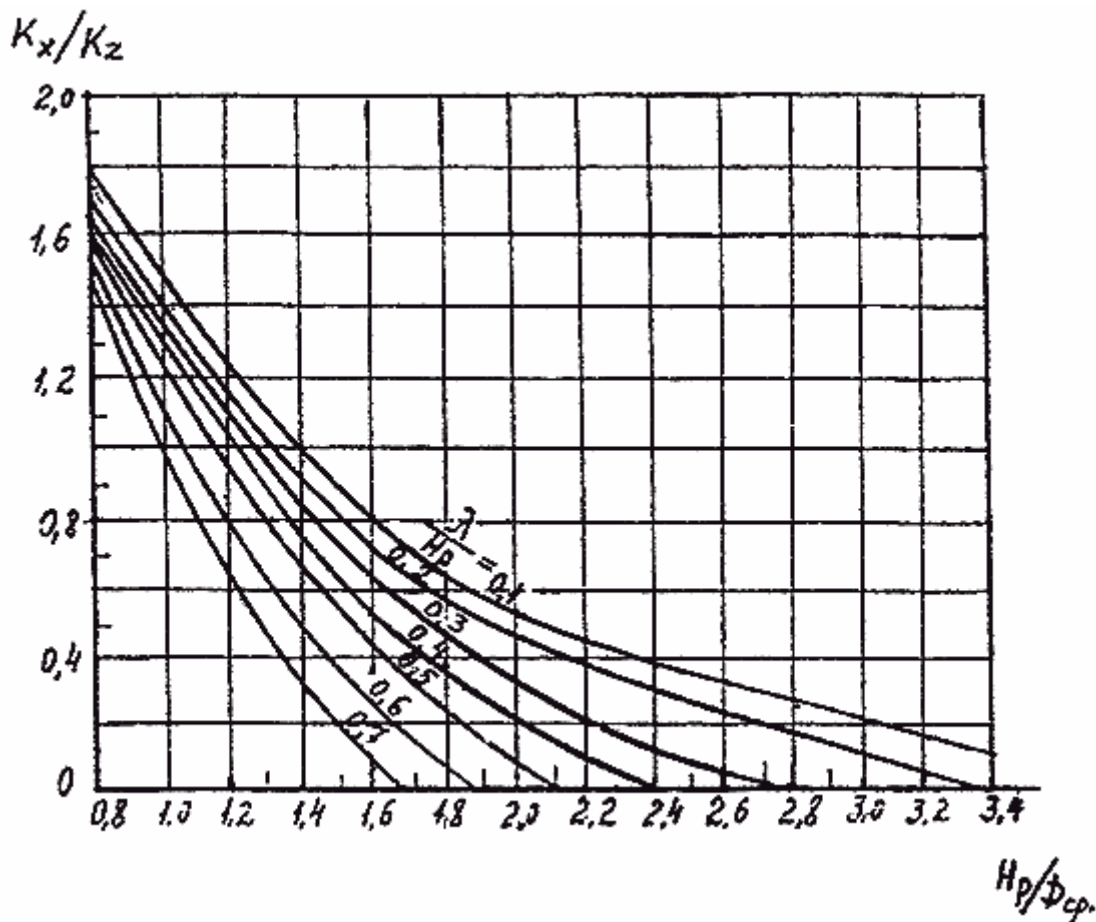


Рис. 4. Зависимость продольной динамической жесткости $K_{ГВ}$ гибких вставок ВГН от их внутреннего диаметра (по данным СантехНИИпроекта)



λ - деформация сжатия пружины под вертикальной нагрузкой;

$D_{ср}$ - средний диаметр пружины, мм;

H_p - высота пружины под нагрузкой P , мм.

Рис. 5. Отношение жесткостей пружины в горизонтальном и вертикальном направлениях

7.1.6. По полученному (формула 28) значению требуемой условной массы $M_{тр. усл}$ производят в соответствии с разделом 6 подбор виброизоляторов по паспортным данным (рис. 2, 6), а затем ведут уточненный расчет общей требуемой массы виброизолированного агрегата $M_{тр.}$ с учетом жесткости виброизоляторов по формуле (26). По вычисленному значению массы $M_{тр.}$ проверяют правильность подбора виброизоляторов: если $P_{max рас.}$ и $k_{z тр.}$, определенные по формулам (13) и (14), при полученном по формуле (26) $M_{тр.}$ не удовлетворяют неравенствам (15) для выбранного виброизолятора, то следует выбрать другой виброизолятор, удовлетворяющий неравенствам (15).

7.1.7. В связи с высокой суммарной жесткостью упругой системы (виброизоляторы и гибкие вставки), для обеспечения $f_{z доп.}$ (рис. 1) собственной массы агрегата, как правило, бывает недостаточно и поэтому приходится использовать пригрузочную массу, определяемую по формуле (11).

7.1.8. Для обеспечения снижения уровня шума, передающегося по трубопроводам в помещения зданий, необходимо соблюдать следующие условия:

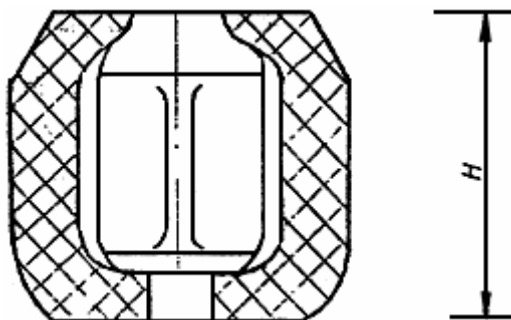
не допускать пропуска труб систем отопления и водоснабжения через межквартирные стены;

изолировать трубопроводы в местах их прохождения через ограждающие конструкции зданий с помощью мягких эластичных прокладок по всему свободному объему отверстия в ограждении, а места крепления трубопроводов к ограждениям виброизолировать с помощью гибких кронштейнов с эластичными прокладками;

ограничивать в системах водоснабжения скорость движения воды (не более 1,5 м/с в магистралях и стояках и 2,5 м/с в подводках к водоразборным кранам);

использовать плавные переходы и соединительные фасонные части с большими радиусами закруглений для предотвращения резких поворотов направлений трубопроводов;

предусматривать в вертикальных шахтах для труб стояков водоснабжения и канализации поэтажные монолитные диафрагмы на уровне междуэтажных перекрытий, имеющие такую же толщину как и перекрытия. При этом пропуск труб через диафрагму должен осуществляться в эластичных гильзах.



Обозначение	Рабочая нагрузка $P_{\text{раб.}}, \text{Н}^*$	Вертикальная жесткость, $\text{Н/м} \cdot 10^2 **$	Высота в свободном состоянии $H, \text{мм}$
BP-201	375	250	100
BP-202	750	500	
BP-203	1500	1000	
BP-301	2820	1250	150
BP-302	3600	1600	
BP-303	4500	2000	

* Рабочая нагрузка определена при вертикальной деформации 15%.

** Горизонтальная жесткость виброизоляторов типа BP составляет 30% от вертикальной жесткости.

Рис. 6. Резиновые виброизоляторы BP

Промежутки между наружной стороной эластичных гильз и диафрагмами должны быть замоноличены бетоном.

7.1.9. При проектировании акустической виброизоляции насосных установок и холодильных машин рекомендуется пользоваться технической документацией, перечисленной в табл. 4.

Таблица 4

Наименование документа	Обозначение документа
1. Виброизолирующие основания и гибкие вставки центробежно-вихревых самовсасывающих насосов типа ВК, ВКС, ЦВ	Типовая серия 5.904-1702.75 СантехНИИпроект
2. Виброизолирующие основания под насосы ВКС и НЦС	Типовая серия 5.904.9-2711.86 СантехНИИпроект
3. Виброизолирующие основания для консольных насосов различных типов	Типовая серия 3.904.1-1708.91 СантехНИИпроект
4. Установка холодильных машин для систем КВ на виброоснованиях	Типовая серия 5.904-6008.92 СантехНИИпроект
5. Виброизолирующие основания для насосов марки Д	Рабочие чертежи повторного применения серии Ж8-1105.86. СантехНИИпроект

Примечание: При использовании типовых установочных чертежей виброизоляционных систем агрегатов необходимо

следить за тем, чтобы исполнение агрегата, его масса, марка электродвигателя и все другие параметры, а также типы виброизоляторов строго соответствовали указанным в типовых чертежах.

7.2. Вентиляционные установки

7.2.1. Акустическую виброизоляцию вентиляционных установок следует рассчитывать в соответствии с разделами 4-6, при этом рекомендуется предварительно выбрать количество виброизоляторов n , исходя из размеров (в плане) рамы и массы вентилятора. Жесткостью гибких вставок на всасывающей и нагнетательной сторонах вентиляционной сети можно пренебречь.

7.2.2. В настоящее время практически все вентиляторы, выпускаемые промышленностью, комплектуются, по требованию заказчика, виброизоляторами, а гибкие вставки изготавливаются серийно по типовой серии 5.904-38 ГПИ "Проектпромвентиляция". В "Руководствах" СантехНИИпроекта по подбору вентиляторов соответствующего типа приведены схемы расположения виброизоляторов с указанием их типа для всех типоразмеров вентиляторов, (См. например, "Руководство по подбору радиальных вентиляторов ВР-86-77 и ВР-300-45" М., СантехНИИпроект, 1998).

7.3. Лифтовые установки

7.3.1. Для защиты от структурного шума лифтовой установки ее приводной двигатель с редуктором и лебедкой, устанавливаемые обычно на одной общей раме, должны быть виброизолированы от опорной поверхности. Современные лифтовые приводные агрегаты комплектуют соответствующими виброизоляторами, установленными под металлическими рамами, на которых жестко крепят двигатели, редукторы и лебедки, в связи с чем дополнительная виброизоляция приводного агрегата, как правило, не требуется. В практических целях необходимо следить за тем, чтобы виброизоляция не была нарушена случайными жесткими мостиками между металлической рамой и опорной поверхностью, а подводящие электрокабели должны иметь достаточно длинные гибкие петли.

7.4. Встроенные трансформаторные подстанции

7.4.1. Трансформаторы встроенных в здания трансформаторных подстанций являются источниками вибраций, вызывающих распространение по строительным конструкциям структурного шума с основной частотой 100 Гц.

Для защиты от этого шума жилых и иных помещений с нормируемыми уровнями шума необходимо соблюдать нижеперечисленные условия:

помещения встроенных трансформаторных подстанций не должны примыкать к защищаемым от шума помещениям;

встроенные трансформаторные подстанции должны располагаться в подвалах или первых этажах зданий;

трансформаторы должны быть установлены на резиновые виброизоляторы, рассчитанные в соответствии с п.6.6.

Электрические щиты, содержащие электромагнитные коммуникационные аппараты, и отдельно установленные масляные выключатели с электрическим приводом монтируют на резиновых виброизоляторах. Воздушные разъединители не требуют виброизоляции.

Вентиляционные устройства помещений встроенных трансформаторных подстанций должны быть оборудованы глушителями шума, расчет которых производится в соответствии с "Руководством по расчету и проектированию шумоглушения вентиляционных установок", М., Стройиздат, 1982.

Для дополнительного снижения шума от встроенной трансформаторной подстанции целесообразно обработать потолки и внутренние стены помещения подстанции до уровня 1 м от пола звукопоглощающей облицовкой.

7.5. Встроенные индивидуальные тепловые пункты (ИТП)

7.5.1. Во встроенных тепловых пунктах основными источниками вибраций являются насосы. Поэтому виброизоляцию инженерного оборудования тепловых пунктов следует проектировать и рассчитывать в соответствии с разделом 7.1.

7.5.2. Для снижения передачи вибраций на несущие конструкции зданий от встроенных ИТП целесообразно предусматривать в их помещениях "плавающий" пол, на который устанавливаются на виброизоляторах насосы и другое вибрирующее оборудование.

7.6. Крышные котельные

7.6.1. Источниками воздушного шума крышных котельных являются водогрейные котлы, снабжаемые газовыми горелками, а источниками вибраций и структурного шума - насосные агрегаты, вентиляторы и дымососы.

7.6.2. В котельных контейнерного типа источниками внешнего воздушного шума являются вытяжные трубы котлов, отверстия для естественной вентиляции контейнера и стенки контейнера, через которые воздушный шум проникает на окружающую территорию.

7.6.3. Шумовые характеристики оборудования котельных должны приводиться в соответствующих паспортных данных. В случае их отсутствия необходимо проводить измерения шума оборудования крышных котельных.

7.6.4. Снижение воздушного шума достигается установкой трубчатых глушителей на вытяжные трубы, пластинчатых глушителей на отверстия естественной вентиляции.

Шум, проникающий через стенки контейнера, обычно имеет более низкий уровень, но, в случае необходимости, его снижение достигается повышением звукоизоляции ограждающих конструкций контейнера.

7.6.5. Расчет и выбор мероприятий по снижению воздушного шума, основным из которых является устройство глушителей шума, производится с помощью "Руководства по расчету и проектированию шумоглушения вентиляционных установок", М.: Стройиздат, 1982.

7.6.6. Для снижения вибраций и структурного шума контейнерные котельные должны быть виброизолированы с помощью резиновых виброизоляторов. Допускается устанавливать контейнеры крышных котельных непосредственно на конструкцию верхнего перекрытия при условии устройства между перекрытием и контейнерами упругого основания из материала с низким динамическим модулем упругости (например, минераловатные и стекловолоконные плиты).

Приложение 1
(информационное)

Виброизоляторы и гибкие вставки

1. Пружинные виброизоляторы изготавливаются двух типов:

- с постоянной жесткостью и переменной частотой собственных колебаний, зависящей от нагрузки;
- с переменной жесткостью (зависящей от нагрузки) и постоянной частотой собственных колебаний (равночастотные виброизоляторы).

2. Для виброизоляции инженерного оборудования в настоящее время наиболее широко используются пружинные виброизоляторы с постоянной жесткостью типа ДО38-ДО45, изготавливаемые по ТУ 36-1832-75 Вологодским производством СП "Интерконвент" (160026, г.Вологда, ул.Преображенского, 30).

Габаритные чертежи и технические характеристики приведены на рис. 2.

3. Для вентиляторов ВЦ4-76 N 10 и 12,5 5-го конструктивного исполнения по ГОСТ 5976-90 применяются равночастотные пружинные цилиндрические виброизоляторы типа ВЦ4-76-10-11-08 изготавливаемые учреждением ЮЕ 312-28 (Украина, 343740, г.Торез Донецкой обл.).

4. Для вентиляторов ВЦ 4-76 N 8 и N 10 применяются равночастотные пружинные виброизоляторы типа 1980-8.05.000, изготавливаемые учреждением ОУ/8 (Украина, 333026, г.Симферополь).

5. Для вентиляторов ВЦ 4-76 N 16 и N 20 используемых для комплектации центральных кондиционеров КТЦ-3, применяются конические виброизоляторы типа ВЦ 4-76-16-04А, изготавливаемые заводом "Кондиционер" (Украина, 310044, г.Харьков, Московский проспект, 257).

6. В качестве резиновых виброизоляторов целесообразно использовать виброизоляторы типа ВР, изготавливаемые в соответствии с ОСТ 95.10196-86 предприятием "Вибротехника" (Москва, Большая Ордынка, 29).

7. Для снижения структурного шума от вентиляторов на сторонах нагнетания и всасывания используются гибкие вставки из льняной парусины, изготавливаемые в соответствии с типовыми чертежами серии 5.904-38 (разработаны ГПИ "Проектпромвентиляция", 1986).

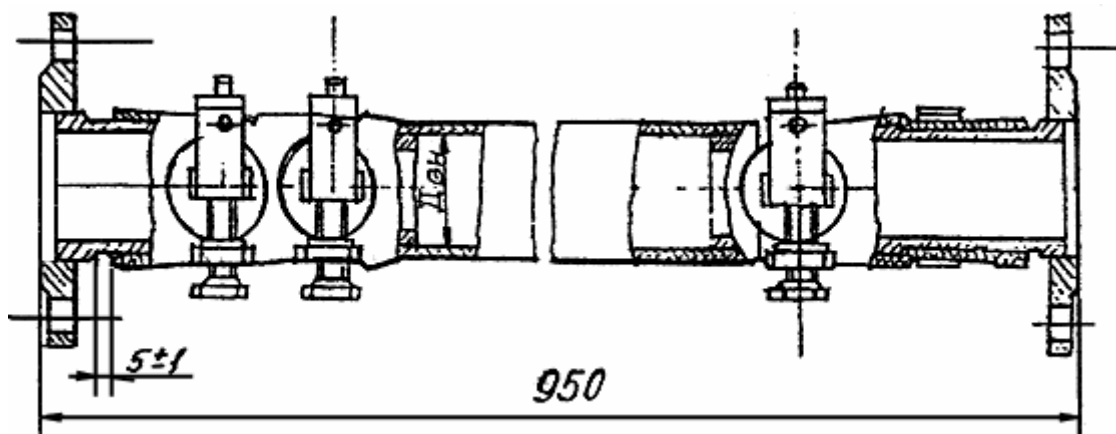
На стороне всасывания устанавливаются вставки круглого поперечного сечения длиной до 250 мм в зависимости от номера вентилятора, а на стороне нагнетания - вставки прямоугольного поперечного сечения той же длины.

Вставки применяются при температуре перемещаемой среды от минус 50 до плюс 50 °С.

8. Для насосов и холодильных машин используются гибкие вставки ВГН круглого поперечного сечения в виде резиноканевых рукавов, изготавливаемых по ТУ 36-2447-82 АО "Завод Сантехпром" (107241, Москва, Амурская, 9/6).

Температура перемещаемой воды до 100 °С.

Общий вид гибких вставок ВГН



Технические характеристики гибких вставок ВГН

Обозначение вставки	Внутренний диаметр вставки (по рукаву), $\Delta_{ВН}$, мм	Рабочее давление, МПа
ВГН 50-50	50	0,6-1,6
ВГН 65-65	65	"
ВГН 75-80	75	"
ВГН 90-80	90	"
ВГН 100-100	100	"
ВГН 114-125	114	0,6-1,0
ВГН 125 -125	125	"
ВГН 138-125	138	"
ВГН 150-150	150	"
ВГН 200-200	200	0,6

Приложение 2

Примеры расчета акустической виброизоляции вентиляционных и насосных установок

Пример расчета 1

Задание:

Рассчитать акустическую виброизоляцию центробежного вентилятора ВЦ4-75 N 12,5 (по ГОСТ 5960-90), установленного на перекрытии из легкого железобетона ($G = 300 \text{ кг/м}^2$) в здании офиса категории Б (по МГСН 2.04-97).

Исходные данные:

Частота вращения вентилятора

$$-N_{в} = 600 \text{ мин}^{-1} (f_{в} = 10 \text{ Гц})$$

Частота вращения электродвигателя

$$-N_{з} = 975 \text{ мин}^{-1} (f_{з} = 16,2 \text{ Гц})$$

Масса агрегата

$$-M_{а} = 1020 \text{ кг}$$

Общая масса вращающихся частей

$$-M_{вр.ч.} = 250 \text{ кг}$$

Вентилятор динамически отбалансирован.

Решение:

1. В соответствии с п.5.1 принимаем эксцентриситет вращающихся частей агрегата $\varepsilon = 0,2 \cdot 10^{-3}$ м. Исходя из частоты вращения вентилятора (600 мин^{-1}), определяем по табл. 3 максимально допустимую амплитуду смещения центра масс агрегата $a_{\text{доп.}} = 0,145 \cdot 10^{-3}$ м.

2. По таблице 2 определяем требуемую эффективность акустической виброизоляции $\Delta L_{\text{тр.}} = 24$ дБ.

3. По графику на рис. 1 находим допустимую частоту собственных колебаний в вертикальном направлении виброизолируемого агрегата при размещении его на перекрытии из легкого бетона (кривая "в" на рис.1)

$$f_{z \text{ доп.}} = 3,2 \text{ Гц.}$$

4. По формуле (9) определяем общую требуемую массу виброизолируемого агрегата.

$$M_{\text{тр.}} \geq \frac{2,5 \cdot 0,2 \cdot 10^{-3} \cdot 250}{0,145 \cdot 10^{-3}} = 862 \text{ кг.}$$

5. Так как масса агрегата M_a (1020 кг) больше требуемой массы $M_{\text{тр.}}$ (862 кг), пригрузочная масса не требуется и для дальнейшего расчета в качестве $M_{\text{тр.}}$ принимаем массу агрегата 1020 кг.

6. В соответствии с п.6.1 выбираем пружинные виброизоляторы. Принимая количество виброизоляторов $n = 5$, определяем по формуле (12) статическую нагрузку на один виброизолятор

$$P_{\text{ст.}} = \frac{1020 \cdot 9,8}{5} = 1999 \text{ Н} \approx 2000 \text{ Н.}$$

7. Определяем расчетную максимальную нагрузку на один виброизолятор по формуле (13)

$$P_{\text{max расч.}} = 2000 + \frac{1,5 \cdot 4(3,14)^2 (10)^2 \cdot 0,145 \cdot 10^{-3}}{10 \cdot 9,8} \cdot 2000 = 2018 \text{ Н.}$$

8. Определяем требуемую суммарную жесткость виброизоляторов в вертикальном направлении $K_{z \text{ тр.}}$ по формуле (10)

$$K_{z \text{ тр.}} = 4 \cdot (3,14)^2 \cdot (3,2)^2 \cdot 1020 = 411930 \text{ Н/м}$$

и требуемую жесткость одного виброизолятора $k_{z \text{ тр.}}$ в вертикальном направлении по формуле(14)

$$k_{z \text{ тр.}} = 411930 / 5 = 82385 \text{ Н/м.}$$

9. По нагрузке $P_{\text{max расч.}}$ и $k_{z \text{ тр.}}$, пользуясь таблицей на рис. 2, выбираем виброизолятор типа ДО44. Для него $P_{\text{max}} = 2380 \text{ Н}$, $k_z = 35700 \text{ Н/м}$.

10. Проверяем, удовлетворяет ли выбранный тип виброизолятора неравенствам (15):

$$2380 > 2018 \text{ Н}$$

$$35700 < 82385 \text{ Н/м.}$$

Необходимые условия выполнены.

11. Определяем собственную частоту колебаний виброизолированного агрегата в вертикальном направлении по формуле (16)

$$f_z = \frac{1}{2 \cdot 3,14} \cdot \sqrt{\frac{35700 \cdot 9,8}{2000}} = 2,12 \text{ Гц.}$$

12. Определяем величину эффективности акустической виброизоляции ΔL по формуле (8)

$$\Delta L = 20 \lg \left| \frac{10^2}{2,12^2} - 1 \right| = 26,6 \text{ дБ} > 24 \text{ дБ} = \Delta L_{\text{тр.}}$$

Подобранная виброизоляция обеспечивает требуемую эффективность.

Пример расчета 2

Задание:

Рассчитать акустическую виброизоляцию вентилятора АИР 112 М2, установленного в подвальном этаже административного здания категории Б (по МГСН 2.04-97).

Исходные данные:

Частота вращения $N_B = 300 \text{ мин}^{-1}$ ($f_B = 50 \text{ Гц}$)

Масса агрегата $M_a = 89,8 \text{ кг}$

Масса вращающихся частей $M_{\text{вр.ч.}} = 19 \text{ кг}$

Агрегат динамически отбалансирован.

Решение:

1. В соответствии с п.5.1 принимаем эксцентриситет вращающихся частей агрегата $\varepsilon = 0,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$. Исходя из частоты вращения вентилятора (3000 мин^{-1}) определяем по табл. 3 максимально допустимую амплитуду смещения центра масс агрегата $a_{\text{доп.}} = 0,04 \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

2. По табл. 2 находим требуемую эффективность виброизоляции агрегата $\Delta L_{\text{тр.}} = 26 \text{ дБ}$.

3. По графику на рис. 1 находим допустимую частоту собственных колебаний в вертикальном направлении виброизолируемого агрегата при размещении его в подвальном этаже

$$f_{z \text{ доп.}} = 11 \text{ Гц.}$$

4. По формуле (9) определяем требуемую массу виброизолированного агрегата

$$M_{\text{тр.}} \geq \frac{2,5 \cdot 0,2 \cdot 10^{-3} \cdot 19}{0,04 \cdot 10^{-3}} = 238 \text{ кг.}$$

5. Так как требуемая масса больше массы агрегата, применяем пригрузочную массу $M_{\text{п}}$ (см. п.6.4г), рассчитываемую по формуле (11)

$$M_{\text{п}} = 238 - 89,8 = 148 \text{ кг.}$$

В качестве пригрузочной массы используем железобетонную плиту толщиной 120 мм с площадью поперечного сечения $F = 1,18 \text{ м}^2$ (плотность бетона 2300 кг/м^3).

6. В соответствии с п.6.1 применяем резиновые виброизоляторы.

Для изготовления виброизоляторов выбираем резину на основе натурального каучука со следующими характеристиками:

твердость 56 единиц (по Шору А)

динамический модуль упругости E_g (по графику на рис.3) $3,0 \cdot 10^6 \text{ Па}$

допустимое статическое напряжение σ $0,3 \cdot 10^6 \text{ Па}$ (по п.6.5б)

По формуле (17) рассчитываем суммарную площадь поперечного сечения всех резиновых виброизоляторов S :

$$S = \frac{238 \cdot 9,8}{3 \cdot 10^6} = 0,0078 \text{ м}^2$$

и площадь поперечного сечения одного виброизолятора s по формуле (18), принимая общее количество виброизоляторов $n = 4$

$$s = \frac{0,0078}{4} = 0,002 \text{ м}^2.$$

Рассчитаем параметры виброизолятора в виде параллелепипеда квадратного сечения. Размер стороны квадрата δ можно рассчитать по формуле (20)

$$\delta = \sqrt{0,002} = 0,045 \text{ м}.$$

7. Определяем требуемую суммарную жесткость всех виброизоляторов $K_{z \text{ тр.}}$ по формуле (10).

$$K_{z \text{ тр.}} = 4 \cdot (3,14)^2 \cdot (11)^2 \cdot 238 = 1135747 \text{ Н/м}.$$

8. Рассчитываем рабочую высоту H_p виброизолятора по формуле (21)

$$H_p = \frac{3 \cdot 10^6 \cdot 0,0078}{1135747} = 0,0021 \text{ м}.$$

9. С помощью неравенства (22) проверяем рассчитанные виброизоляторы на устойчивость:

$$1,5 \cdot 0,021 \leq 0,045 \leq 8 \cdot 0,021$$

$$0,03 \leq 0,056 \leq 0,168$$

Устойчивость виброизоляторов обеспечена.

10. Определяем суммарную жесткость всех виброизоляторов K_z по формуле (24)

$$K_z = \frac{3 \cdot 10^6 \cdot 0,0078}{0,021} = 1114286 \text{ Н/м}.$$

11. Рассчитываем частоту f_z собственных колебаний виброизолированного агрегата в вертикальном направлении по формуле (25)

$$f_z = \frac{1}{2 \cdot 3,14} \cdot \sqrt{\frac{1114286}{238}} = 10,9 \text{ Гц}.$$

12. Определяем величину эффективности акустической виброизоляции ΔL по формуле (8)

$$\Delta L = 20 \lg \left| \frac{50^2}{10,9^2} - 1 \right| = 20 \lg 20,04 = 26 \text{ дБ} = \Delta L_{\text{тр.}}$$

Подобранная виброизоляция обеспечивает требуемую эффективность.

Пример расчета 3

Задание:

Рассчитать акустическую виброизоляцию центробежного насосного агрегата К 65-50-160А, установленного на перекрытии из тяжелого железобетона ($G = 550 \text{ кг/м}^2$) жилого дома категории Б (по МГСН 2.04-97).

Исходные данные:

Частота вращения насоса	$-N = 2850 \text{ мин}^{-1}$ (47,5 Гц)
Масса насосного агрегата	$-M_a = 115 \text{ кг}$
Диаметр гибких вставок	
на всасывание	$-d_1 = 65 \text{ мм}$
на нагнетание	$-d_2 = 50 \text{ мм}$

Гибкие вставки расположены горизонтально, параллельно одна другой.

Агрегат динамически отбалансирован.

Решение:

1. В соответствии с п.5.1 принимаем эксцентриситет вращающихся частей агрегата $\varepsilon = 0,3 \cdot 10^{-3}$ м. Исходя из частоты вращения вентилятора (2850 мин^{-1}), определяем по табл. 3 максимально допустимую амплитуду смещения центра масс агрегата $a_{\text{доп.}} = 0,03 \cdot 10^{-3}$ м.

2. По табл. 2 находим требуемую эффективность виброизоляции насосного агрегата $\Delta L_{\text{тр.}} = 26 \text{ дБ}$.

3. По графику на рис. 1 определяем допустимую частоту собственных колебаний в вертикальном направлении виброизолируемого агрегата при размещении его на железобетонном перекрытии (кривая "б" на рис. 1)

$$f_{z \text{ доп.}} = 6,8 \text{ Гц.}$$

4. По графику на рис. 4 определяем продольную динамическую жесткость гибких вставок :

$$K_{\text{г.в.1}} = 200000 \text{ Н/м}$$

$$K_{\text{г.в.2}} = 130000 \text{ Н/м.}$$

5. По формуле (28) определяем требуемую условную массу виброизолируемого агрегата $M_{\text{тр. усл.}}$, учитывая только продольную динамическую жесткость гибких вставок:

$$M_{\text{тр. усл.}} = 0,00084 \times (200000 + 130000) = 277 \text{ кг.}$$

6. В соответствии с п.6.1 выбираем резиновые виброизоляторы. Принимая количество виброизоляторов $n = 4$, определяем по формуле (12) статическую нагрузку на один виброизолятор

$$P_{\text{ст.}} = \frac{277 \cdot 9,8}{4} = 678,7 \approx 680 \text{ Н.}$$

7. Определяем расчетную максимальную нагрузку на один виброизолятор по формуле (13)

$$P_{\text{max расч}} = 680 + \frac{1,5 \cdot 4(3,14)^2 (47,5)^2 \cdot 0,03 \cdot 10^{-3}}{10 \cdot 9,8} \cdot 680 = 708 \text{ Н.}$$

8. Определяем требуемую суммарную жесткость виброизоляторов в вертикальном направлении $K_{z \text{ тр.}}$ по формуле (10)

$$K_{z \text{ тр.}} = 4 \cdot (3,14)^2 \cdot (6,8)^2 \cdot 277 = 505146 \text{ Н/м}$$

и требуемую жесткость одного виброизолятора $k_{z \text{ тр.}}$ в вертикальном направлении по формуле(14)

$$k_{z \text{ тр.}} = 505146 / 4 = 126286 \text{ Н/м.}$$

9. По нагрузке $P_{\text{max расч}}$ и $k_{z \text{ тр.}}$, пользуясь таблицей на рис. 6, выбираем виброизолятор типа ВР-202. Для него $P_{\text{max}} =$

1000 Н, $k_z = 50000$ Н/м.

10. Проверяем, удовлетворяет ли выбранный тип виброизолятора неравенствам (15):

$$750 > 708 \text{ Н}$$

$$50000 < 126286 \text{ Н/м.}$$

Необходимые условия выполнены.

11. По формуле (26) определяем общую требуемую массу виброизолируемого агрегата, принимая $K_x = 0,3 \cdot K_z$ (см. второе примечание к рис. 6)

$$M_{\text{тр.}} = 0,00084(200000 + 130000 + 50000 \cdot 4 \cdot 0,3) = 327 \text{ кг.}$$

12. По формуле (12) определяем уточненную статическую нагрузку на один виброизолятор при $M_{\text{тр.}} = 327$ кг.

$$P_{\text{ст.}} = \frac{327 \cdot 9,8}{4} = 801 \text{ Н.}$$

13. По формуле (13) рассчитываем уточненную максимальную нагрузку на один виброизолятор

$$P_{\text{max расч}} = 801 + \frac{1,5 \cdot 4(3,14)^2 (47,5)^2 \cdot 0,03 \cdot 10^{-3}}{10 \cdot 9,8} \cdot 801 = 834 \text{ Н.}$$

14. По формулам (10) и (14) определяем уточненные значения требуемой суммарной жесткости виброизоляторов в вертикальном направлении $K_{z \text{ тр.}}$ и требуемой жесткости одного виброизолятора в вертикальном направлении $k_{z \text{ тр.}}$

$$K_{z \text{ тр.}} = 4 \cdot (3,14)^2 \cdot (6,8)^2 \cdot 327 = 596327 \text{ Н/м}$$

$$k_{z \text{ тр.}} = 596327 / 4 = 149080 \text{ Н/м.}$$

15. Данные табл. рис. 6 показывают, что выбранный ранее (п.9 данного примера расчета) тип виброизолятора ВР-202 по новому значению $P_{\text{max расч}}$ не удовлетворяет неравенствам (15). В соответствии с п.7.1.6 выбираем по табл. рис. 6 тип виброизолятора ВР-203, тогда неравенства (15)

$$1500 > 834 \text{ Н}$$

$$100000 < 149080 \text{ Н/м.}$$

Необходимые условия при виброизоляторах ВР-203 выполнены.

16. Определяем собственную частоту колебаний виброизолированного агрегата в вертикальном направлении по формуле (16)

$$f_z = \frac{1}{2 \cdot 3,14} \cdot \sqrt{\frac{100000 \cdot 9,8}{801}} = 5,6 \text{ Гц.}$$

17. Определяем величину эффективности акустической виброизоляции ΔL по формуле (8)

$$\Delta L = 20 \lg \left| \frac{47,5^2}{5,6^2} - 1 \right| = 37 \text{ дБ} > 26 \text{ дБ} = \Delta L_{\text{тр.}}$$

Подобранная виброизоляция обеспечивает требуемую эффективность.

ВВЕДЕНИЕ

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

2. АРХИТЕКТУРНО-ПЛАНИРОВОЧНЫЕ МЕРОПРИЯТИЯ

3. ТРЕБУЕМАЯ ИЗОЛЯЦИЯ ВОЗДУШНОГО ШУМА ОГРАЖДАЮЩИМИ КОНСТРУКЦИЯМИ ЗДАНИЙ МЕЖДУ ПОМЕЩЕНИЕМ С ИНЖЕНЕРНЫМ ОБОРУДОВАНИЕМ И ЗАЩИЩАЕМЫМИ ОТ ШУМА ПОМЕЩЕНИЯМИ ЗДАНИЙ

4. ТРЕБУЕМАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ АКУСТИЧЕСКОЙ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ

Рис. 1. Допустимая частота собственных вертикальных колебаний виброизолированного агрегата

5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОБЩЕЙ ТРЕБУЕМОЙ МАССЫ ВИБРОИЗОЛИРОВАННОГО АГРЕГАТА И ТРЕБУЕМОЙ СУММАРНОЙ ЖЕСТКОСТИ ВИБРОИЗОЛЯТОРОВ

6. ВЫБОР ТИПОВ, КОЛИЧЕСТВА И РАСПОЛОЖЕНИЯ ВИБРОИЗОЛЯТОРОВ

Рис. 2. Виброизоляторы ДО

Рис. 3. Зависимость динамического модуля упругости резины от твердости

7. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА, ПРОЕКТИРОВАНИЯ И КОНСТРУКТИВНЫХ РЕШЕНИЙ АКУСТИЧЕСКОЙ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ ИНЖЕНЕРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Рис. 4. Зависимость продольной динамической жесткости $K_{гв}$ гибких вставок ВГН от их внутреннего диаметра (по данным СантехНИИпроекта)

Рис. 5. Отношение жесткостей пружины в горизонтальном и вертикальном направлениях

Рис. 6. Резиновые виброизоляторы ВР

Приложение 1 (информационное). Виброизоляторы и гибкие вставки

Общий вид гибких вставок ВГН

Приложение 2. Примеры расчета акустической виброизоляции вентиляционных и насосных установок

Пособие к МГСН 2.04-97 Проектирование защиты от шума и вибрации инженерного оборудования в жилых и общественных зданиях

Указание Москомархитектуры от 16.12.98 N 44

Пособие от 16.12.98 N 2.04-97

Москомархитектура

Действующий

Опубликован: Официальное издание, М.: ГУП "НИАЦ", 1998 год

СНиП II-12-77 Защита от шума

Постановление Госстроя СССР от 14.06.77 N 72

СНиП от 14.06.77 N II-12-77

МГСН 2.04-97 Допустимые уровни шума, вибрации и требования к звукоизоляции в жилых и общественных зданиях

Постановление Правительства Москвы от 06.05.97 N 325

МГСН от 06.05.97 N 2.04-97

Внутренний климат и защита от внешних воздействий (К 23)

Общие технические вопросы организации строительства

Хозяйственная деятельность