

1518

15

23724

7610

143

176

38

Министерство образования Российской Федерации

Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования
Воронежский государственный архитектурно-строительный университет

Кафедра безопасности жизнедеятельности

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ДЛЯ РЕШЕНИЯ ПРАКТИЧЕСКИХ
ЗАДАЧ ПО КУРСУ «БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ»**

для студентов всех специальностей

Библиотека ВГАСУ
ВОРОНЕЖ 2003

Составители Манохин В.Я, Жидко Е.А.

УДК 504.75 (07)

Методические указания для решения практических задач по курсу «Безопасность жизнедеятельности» для студентов всех специальностей/ Воронеж. гос. арх-строит. ун-т; сост: В.Я. Манохин, Е.А. Жидко.-Воронж, 2003.-20с.

Методические указания разработаны в соответствии с типовой программой курса «Безопасность жизнедеятельности» для студентов всех специальностей. Предназначен для освоения курса посредством решения практических задач.

Табл. 7. Библиогр.: 6 назв.

Печатается по рекомендации редакционно-издательского совета Воронежского государственного архитектурно-строительного университета.

Рецензент-доктор технических наук, профессор В.П. Подольский

Введение

Дисциплина «Безопасность жизнедеятельности» относится к числу технических дисциплин.

Безопасность жизнедеятельности – наука о комфортном и безопасном взаимодействии человека со средой обитания.

Изучение дисциплины способствует развитию научного и технического потенциала знаний в области социальной и экономической значимости безопасности труда.

Правильное решение задач по безопасности жизнедеятельности позволит свести к минимуму вероятность травмирования или заболевания работающих с одновременным обеспечением комфортных условий при максимальной производительности труда.

Все это позволяет студентам более обоснованно принимать те или иные решения по созданию механизмов, конструкций и технологий, безопасных для человека.

1. Цели и задачи изучения дисциплины

Обеспечение комфортных условий деятельности человека на всех стадиях его жизненного цикла и нормативно-допустимых уровней воздействия негативных факторов на человека и природную среду.

Поддержание оптимальных (комфортных) условий деятельности и отдыха создаст предпосылки для проявления наивысшей работоспособности и как следствие продуктивности деятельности.

Обеспечение безопасности жизнедеятельности способствует сохранению жизни и здоровья человека из-за снижения травматизма и заболеваемости в условиях воздействия негативных факторов среды обитания. Целесообразность выбора и применения конкретных защитных средств обосновывается информацией, получаемой при идентификации опасных и вредных факторов, генерируемых техническими средствами, техносферой, стихийными явлениями и другими источниками.

2. Защита от шума и вибрации

Совместное влияние на человека шума и вибрации может привести к заболеваниям сердечно-сосудистой системы, расширению вен, заболеванию плечевых суставов. Вибрация оказывает разрушительное действие на машины, оборудование и конструкции. Оно выражается в понижении коэффициента полезного действия машин и механизмов, преждевременном износе деталей и опасности возникновения аварий.

Снижение вредного действия вибрации на рабочих местах достигается применением виброизоляции, виброгасящих оснований и динамических гасителей вибрации.

Виброизоляторы выполняют из стальных пружин, резины и других материалов. Применяются также комбинированные резинометаллические и пружинно-пластмассовые виброизоляторы, пневморезиновые амортизаторы и т.д.

2.1. Расчет стальных виброизоляторов

Условие. В качестве виброизоляторов используются стальные пружины диаметром D (см), диаметром прутка d (см), высотой ненагруженной пружины H_0 (см) с числом рабочих витков i .

Определить: общее количество n стальных виброизоляторов для двигателя массой Q (кг).

Решение.

1. Найдем индекс пружины: $C = \frac{D}{d}$. (2.1.1)

2. Определим жесткость одной пружины в продольном (вертикальном) направлении:

$$K_z^1 = \frac{Gd}{8C^3i} \text{ (Н/см)}, \quad (2.1.2)$$

где $G=8 \cdot 10^6$ Н/см² (для всех пружинных сталей).

3. Отношение $\frac{H_0}{D} \leq 2$. (2.1.3)

4. Найдем по графику 1 коэффициент N , учитывающий повышение напряжений в средних точках сечения прутка вследствие деформаций сдвига.

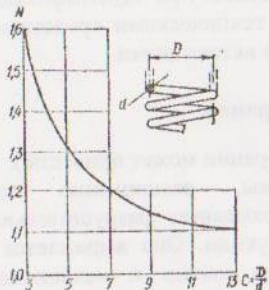


Рис. 1 Зависимость коэффициента N от индекса пружины $C=D/d$

5. Определяем статическую нагрузку $P_{ст}$:

$$P_{ст} = \frac{\pi d^3 \tau}{8ND} \text{ (Н)}, \quad (2.1.4)$$

τ - допустимое для пружинной стали напряжение при кручении. Если нет сведений о сорте стали, то $\tau = 40000$ Н/см.

6. Определяем общее количество виброизоляторов:

$$n = \frac{Q}{P_{ст}}. \quad (2.1.5)$$

7. Определяем общую жесткость стальных виброизоляторов:

$$K_{zn}^1 = nK_z^1 \text{ (Н/см)}. \quad (2.1.6)$$

2.2. Расчет резиновых виброизоляторов

Условие. Масса центрифуги Q (кг); вертикально-возмущающая сила, действующая на центрифугу, P_z (Н); виброизолятор изготовлен в форме куба со сторонами A (см), площадью поперечного сечения F (см²); динамический модуль упругости E_g (Н/см²); замеренная частота возмущающей силы f_0 (Гц). Значение возмущающих сил необходимо уменьшить до допустимого значения силы $P_{кз}$ (Н).

Определить: количество резиновых виброизоляторов n_r для центрифуги.

Решение.

1. Находим отношение $0,25 \leq \frac{H}{A} \leq 1,1$. (2.2.1)

(Так как виброизолятор изготовлен в виде куба, то его высота $H=A$).

2. Находим жесткость одного виброизолятора в вертикальном направлении:

$$K_z = \frac{FE_g}{H - A/8} \text{ (Н/см)}. \quad (2.2.2)$$

3. Определим минимальное отношение частоты возмущающей силы к частоте собственных колебаний виброизолированного объекта:

$$a_{z \min} = \sqrt{\frac{P_z + P_{кз}}{P_{кз}}}. \quad (2.2.3)$$

Величину $a_{z \min}$ можно вычислить и другим способом, с учетом коэффициента передачи μ_z :

$$a_{z \min} = \sqrt{1 + \frac{1}{\mu_z}}. \quad (2.2.4)$$

4. Найдем частоту собственных вертикальных колебаний виброизолятора f_z при заданном значении $a_{z \min}$:

$$f_z = \frac{f_0}{a_{z \min}} \text{ (Гц)}. \quad (2.2.5)$$

5. Рассчитаем максимальную общую вертикальную жесткость виброизолятора:

$$K_{z \max} = \frac{9,8 \cdot Q}{g} (2\pi f_z)^2 \text{ (Н/см)}. \quad (2.2.6)$$

Величину $K_{z \max}$ можно определить и другим способом, используя значение массы виброизолируемого объекта m и круговую частоту собственных колебаний виброизолируемого объекта ω :

$$K_{z \max} = m\omega^2 \text{ (Н/см)}. \quad (2.2.7)$$

6. Определяем количество резиновых виброизоляторов:

$$n_p = \frac{K_{z \max}}{K_z} \text{ (шт)}. \quad (2.2.8)$$

7. Найдем модуль упругости на сдвиг:

$$G = \frac{E_s}{5} \text{ (Н/см}^2\text{)}. \quad (2.2.9)$$

8. Определяем горизонтальную жесткость резинового виброизолятора:

$$K_x = K_y = \frac{FG}{H} \text{ (Н/см)}. \quad (2.2.10)$$

2.3. Расчет виброизоляции виброплощадки и виброгасящего основания (фундамент) с обеспечением допустимых параметров вибрации рабочих мест в соответствии с [1]

Условие. Виброплощадка с вертикально-направленными колебаниями; общий вес Q , в том числе подвижных частей $Q_{п.ч.}$; частота колебаний f (Гц); максимальный кинетический момент дебалансов M (Н/см); амплитуда колебаний виброплатформы a (мм);

Рассмотрим два варианта устройства виброизоляции: пружинные виброизоляторы (рис.2,а) и пневморезиновые амортизаторы (рис.2,б).

2.3.1. Расчет виброизоляции с применением пружинных виброизоляторов

1. Определяем динамическую силу, создаваемую дебалансами вибраторов:

$$F = \frac{\mu\omega^2}{g} \text{ (Н)}, \quad (2.3.1)$$

где $\omega = 2\pi f$ - круговая частота вибраторов, c^{-1} , g - ускорение свободного

падения, м/с.

2. Определяем суммарную жесткость пружинных виброизоляторов:

$$K = \frac{Q_{п.ч.}}{\lambda_{ст.}} \text{ (Н/М)}, \quad (2.3.2)$$

где $\lambda_{ст.}$ - статическая деформация виброизоляторов (при конструировании виброплощадок $\lambda_{ст.}$ пружинных амортизаторов принимают 0,3-0,5 см).

3. Определяем собственную частоту колебаний:

$$f_0 = \frac{5}{\sqrt{\lambda_{ст.}}} \text{ (Гц)}. \quad (2.3.3)$$

4. Определяем коэффициент передачи:

$$\mu = \frac{1}{(f/f_0)^2 - 1}. \quad (2.3.4)$$

5. Определяем динамическую силу, передаваемую на основание:

$$F_0 = F\mu \text{ (Н)}. \quad (2.3.5)$$

6. Находим минимальную площадь основания виброплощадки:

$$S_0 = \frac{Q}{R} \text{ (см}^2\text{)}, \quad (2.3.6)$$

где R - допустимое нормативное давление на грунт условного фундамента, Па (Таблица 1).

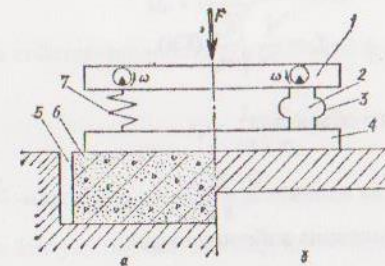


Рис.2 Схема установки виброплощадки с пружинными виброизоляторами (а) и пневморезиновым амортизатором (б):

1-подвижная часть виброплощадки; 2-камера пневморезинового амортизатора; 3-резино-кордная оболочка пневморезинового амортизатора; 4-неподвижная (неподдрессорная) часть виброплощадки (основание); 5-акустический шов; 6- виброгасящее основание (фундамент); 7- пружинный виброизолятор.

Таблица 1

Допустимые нормативные давления на грунт, $R \cdot 10^5$, Па [2]		
Наименования грунта	$R, 1 \times 10^5$ Па	
Пески независимо от влажности:		
	крупные средней крупности	3,5-4,5 2,5-3,5
Пески мелкие:		
	маловлажные насыщенные водой	2-3 2,5-1,5
Пески пылеватые:		
	маловлажные	2-2,5
	очень влажные	1,5-2
	насыщенные водой	1-1,5
Супеси при коэффициенте пористости K :		
	0,5 0,7	3 2
Суглинки при коэффициенте пористости K :		
	0,5	2,5-3
	0,7	1,8-2,5
	1	1-2

7. Находим жесткость основания под виброплощадкой:

$$K_{\phi} = F_0 C_z \quad (\text{Н/м}), \quad (2.3.7)$$

где $C_z = 40$ Н/см-коэффициент упругого равномерного сжатия грунта.

8. Находим собственную частоту колебаний основания виброплощадки:

$$f_{\phi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_{\phi}}{m_0}} \quad (\text{Гц}), \quad (2.3.8)$$

где m_0 -масса изолируемого объекта, кг:

$$m_0 = \frac{Q - Q_{n.s.}}{g} \quad (2.3.9)$$

9. Находим амплитуду основания виброплощадки:

$$a_{\phi} = \frac{F_0}{K_{\phi} \left(\frac{f^2}{f_{\phi}^2} - 1 \right)} \quad (\text{см}) \quad (2.3.10)$$

$$a_{\phi} \leq a_{\text{дор}} \quad (2.3.11)$$

Таблица 2

Допустимые значения амплитуды виброперемещения [1]		
Частота гармонической составляющей, Гц	Амплитуда виброперемещения, мм	
	с вибрирующими установками	без вибрирующих установок
2	1,4	0,57
4	0,25	0,1
8	0,063	0,025
16	0,0282	0,0112
31,5	0,0141	0,0056
63	0,0072	0,0028

Если при применении пружинных виброизоляторов амплитуда перемещений основания превышает допустимые уровни ($a_{\phi} \geq a_{\text{дор}}$), то для их снижения требуется устройство виброгасящего основания (фундамента). Рассчитаем виброгасящее основание.

1. Определяем минимально необходимый вес фундамента, при котором колебания не будут превышать допустимых:

$$Q_{\phi} = \frac{g(a \cdot K + K_{\phi} \cdot a_{\phi})}{a_{\phi} \cdot \omega^2} - Q_0 \quad (\text{Н}), \quad (2.3.12)$$

где Q_0 -вес неподвижной части (основания) виброплощадки, Н.

Для виброплощадок, работающих с частотой не ниже 3000 кол/мин., можно пользоваться упрощенной формулой

$$Q_{\phi} \approx 1,1 \dots 1,2 \frac{gaK}{a_{\phi} \omega^2} \quad (\text{Н}). \quad (2.3.13)$$

2. Определяем собственную частоту колебаний фундамента:

$$f_{\phi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_{\phi}}{m_{\phi}}} \quad (\text{Гц}), \quad (2.3.14)$$

где $m_{\phi} = \frac{Q_{\phi} - Q_0}{g}$ -масса фундамента и основания виброплощадки, кг.

3. Находим амплитуду перемещений фундамента по формулам (2.3.10)-(2.3.11).

2.3.2. Расчет виброизоляции с применением пневморезиновых амортизаторов

1. Определяем динамическую силу, создаваемую дебалансами вибраторов по формуле (2.3.1).

2. Определяем собственную частоту колебаний виброплощадки, установленной на пневморезиновые амортизаторы:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_v + c_s + c_p}{m}}, \quad (\text{Гц}), \quad (2.3.15)$$

где $c_v = \frac{h\beta P_0 S}{Q_0}$ - жесткость упругого пневмоэлемента, Н/м; $c_s = a(P_0 - P)$ - жесткость от изменения эффективной площади, Н/м; c_p - жесткость резинокордной оболочки, Н/м; $\beta = \frac{dY}{dz}$ - S-производная изменения объема упругого пневмоэлемента по прогибу; V-объем камеры пневморезинового амортизатора, м³; h=1,41- показатель политропы; P₀-рабочее давление в пневморезиновом амортизаторе P₀=60x10⁴ Па; P- атмосферное давление, Па; S=Q_{н.ч}/P₀-суммарная эффективная площадь установленных пневморезиновых амортизаторов.

3. Определяем коэффициент передачи пневморезиновых амортизаторов по формуле (2.3.4).
4. Определяем динамическую силу, передаваемую на основание по формуле (2.3.5)
5. Рассчитываем амплитуду перемещений:

$$a_\phi = \frac{F_0}{K_\phi \left(\frac{f^2}{f_0^2} - 1 \right)} \quad (\text{см}). \quad (2.3.16)$$

$$a_\phi < a_{\text{доп}} \quad (2.3.17)$$

2.4. Виброизоляция рабочего места

Виброизолированное рабочее место, как правило, представляет собой массивную железобетонную плиту, установленную на виброизоляторы, опирающиеся на колеблющееся основание.

Условие. Виброскорость рабочего места оператора на частоте 63 Гц равна V, м/с; вес оператора Q_ч; вес железобетонной плиты Q_п; рабочее место находится на виброизолированной железобетонной плите (на рабочем месте находится только один оператор).

Рассмотрим два варианта устройства виброизоляции с использованием металлических пружин и резиновых виброизоляторов.

Решение.

1. Определяем по ГОСТ [1] допустимую для частоты вынужденных колебаний (63 Гц) виброскорость рабочего места (V_{доп}=0,002 м/с).

2. Рассчитываем общий вес виброизолированного рабочего места оператора:

$$Q = Q_\phi + Q_n \quad (\text{Н}). \quad (2.4.1)$$

3. Определяем необходимый для данной системы виброизоляции коэффициент передачи:

$$\mu = \frac{V_{\text{доп}}}{V}. \quad (2.4.2)$$

4. Определяем частоту собственных колебаний виброизолированного рабочего места:

$$f_0 = \frac{f}{\sqrt{\mu} - 1} \quad (\text{Гц}). \quad (2.4.3)$$

2.4.1. Расчет виброизоляции с применением пружинных виброизоляторов

1. Определяем статическую деформацию пружинных виброизоляторов формуле (2.3.3).
2. Находим требуемую жесткость пружинных виброизоляторов:

$$K_c = \frac{Q}{\lambda_{\text{ст}}} \quad (\text{Н/м}). \quad (2.4.4)$$

Учитывая необходимость обеспечения продольной устойчивости плиты, выбираем количество устанавливаемых пружин n_п=4.

3. Определяем жесткость одного виброизолятора:

$$K_n = \frac{K_c}{n_p} \quad (\text{Н/м}). \quad (2.4.5)$$

4. Определяем расчетную нагрузку на одну пружину:

$$P = \frac{Q_n}{n_p} \quad (\text{Н}). \quad (2.4.6)$$

5. Подбираем диаметр проволоки для изготовления пружины:

$$d = 1,6 \sqrt{\frac{NPC}{\tau}} \quad (\text{см}), \quad (2.4.7)$$

где N-коэффициент, определяемый по графику (рис 1); C=D/d-отношение диаметра пружины к диаметру проволоки (принимается в пределах 4...10); τ-допускаемое напряжение на срез (для пружинной стали ≈3...4,5x10⁸ Н/см).

6. Определяем число рабочих витков пружины:

$$i = \frac{\sigma d}{8K_n C^3} \quad (\text{витка}), \quad (2.4.8)$$

где σ-модуль упругости на сдвиг (для стали 8x10¹⁰ Па).

Число нерабочих витков при $i < 7$ принимают $i_2 = 1,5$ витка на оба торца пружины, а при $i > 7$ принимают $i_2 = 2,5$ витка.

1. Определяем полное число витков пружины:

$$i = i_1 + i_2. \quad (2.4.9)$$

2. Находим высоту ненагруженной пружины:

$$H_0 = i_1 + h_1 + (i_2 + 0,5)d \text{ (см)}, \quad (2.4.10)$$

где $h_1 = 0,25 \dots 0,5$

3. Определяем шаг пружины:

$$D = C \cdot d \text{ (см)}. \quad (2.4.11)$$

Принимаем $h_1 = 0,3D$ (см)

Для обеспечения устойчивости пружин, работающих на сжатие, необходимо, чтобы $H_0/D < 1,5$, т.е. продольная устойчивость виброизолированной плиты была обеспечена.

1.4.1. Расчет виброизоляции с применением резиновых виброизоляторов

Для виброизоляции рабочего места оператора принимаем 4 резиновых виброизолятора, изготовленных из резины 3311 (табл.3).

Таблица 3

Характеристика резин, используемых для виброизоляторов [2]

Марка резины	Модуль упругости 1×10^5 Па		Коэффициент неупругого сопротивления γ	Марка резины	Модуль упругости 1×10^5 Па		Коэффициент неупругого сопротивления γ
	Динамический E_d	Статический $E_{ст}$			Динамический E_d	Статический $E_{ст}$	
ИРП-1347	54	33	0,09	122	206	73	0,21
2566	38	24	0,11	9831	166	36	0,25
Су-363	153	51	0,15	3826	236	46	0,30
8506	126	31	0,15	2542 Н	314	46,5	0,32
4326	226	60	0,16	3311	250	16	0,038
Н068	166	39	0,17	2959	63	30	0,14
199	196	40	0,208	56	72	37	0,16

1. Определяем площадь поперечного сечения: всех виброизоляторов

$$S = Q/\sigma \text{ (см}^2\text{)}, \quad (2.4.12)$$

где $\sigma = 2 \dots 4 \times 10^5$ Па - расчетное статическое напряжение в упругом материале амортизатора; одного виброизолятора

$$S_n = S/n_n \text{ (см}^2\text{)} \quad (2.4.13)$$

2. Находим суммарную жесткость виброизоляторов:

$$K_c = m\omega_0 = 4\pi^2 f_0^2 \frac{Q}{g} \text{ (Н/см}^2\text{)}. \quad (2.4.14)$$

3. Определяем расчетную высоту виброизоляторов (высоту деформируемой части):

$$H_p = \frac{E_0 S}{k_c} \text{ (см)}. \quad (2.4.15)$$

4. Определяем полную высоту:

$$H = H_p + d/8 \text{ (см)}, \quad (2.4.16)$$

где d - диаметр или сторона квадрата сечения виброизолятора. Резиновые виброизоляторы сохраняют устойчивость от опрокидывания в процессе эксплуатации при условии

$$H < d < 1,5 \dots 2H. \quad (2.4.17)$$

5. Определяем фактическую жесткость принятых резиновых виброизоляторов:

$$K = \frac{E_0 S n_n}{H_p} \text{ (Н/см)}. \quad (2.4.18)$$

6. Определяем фактическую частоту собственных колебаний виброизолированного рабочего места:

$$f_0 = \sqrt{\frac{Kg}{Q}} \text{ (Гц)}. \quad (2.4.19)$$

7. Определяем коэффициент передачи принятых виброизоляторов (погрешность за счет затухания до 25%):

$$\mu = \frac{1}{f^2/f_0^2 - 1}. \quad (2.4.20)$$

8. Определяем расчетное значение виброскорости виброизолированного рабочего места оператора:

$$V_0 = V/\mu \text{ (м/с)}, \quad V_0 < V_{доп}. \quad (2.4.21)$$

1.5. Определение уровня шума и звукоизоляции

Условие. Производственное оборудование издает звук частотой f (Гц). Уровень силы звука на расстоянии r (м) от источника L_m (дБ). Безразмерный коэффициент $K_1 = 3-5$. С целью снижения уровня силы звука сделана ограждающая конструкция, масса 1 м^2 которой P_1 (кг), коэффициент звукопоглощения материала $a = 0,8$ (для ваты, войлока, пемзы, пористой штукатурки $a = 0,2-0,8$). Допустимая сила звука $L_{доп}$ (дБ) принимается по таблицам [3]-[4]. Если источников шума несколько (N), то

при расчете принимается уровень силы звука наиболее мощного источника.

Определить: звукопоглощаемую способность конструкции R_1 (уровень силы звука R) и сравнить ее с необходимым уровнем звукоизоляции D .

Решение.

1. Вычислим необходимый уровень звукоизоляции ограждающей конструкции:

$$D = L_m - (L_g - K) \text{ (дБ)}. \quad (2.5.1)$$

2. Найдем звукоизоляцию стенок конструкции или кожуха:

$$K = 20 \lg (Pf) - 4,75. \quad (2.5.2)$$

3. Вычисляем звукопоглощающую способность конструкции R_1 (дБ):

$$R_1 = K + 10 \lg a. \quad (2.5.3)$$

4. Определяем уровень силы звука R :

$$R = L_m - 20 \lg r - 8 \text{ для одного источника шума,} \quad (2.5.4)$$

$$R = L_m + 10 \lg N \text{ для нескольких источников шума.} \quad (2.5.5)$$

Также R_1 можно определить через объемную массу конструкции P (кг/м³):

$$R_1 = 13,5 \lg P + 13 \text{ при } P < 200 \text{ кг/м}^3, \quad (2.5.6)$$

$$R_1 = 23 \lg P + 9 \text{ при } P > 200 \text{ кг/м}^3. \quad (2.5.7)$$

5. Определяем эффективность работы конструкции:

$$R_1 > D. \quad (2.5.8)$$

2.6. Расчет звукоизоляции ограждающих конструкций

Условие. Рассчитать индекс изоляции воздушного шума перегородкой толщиной 14 см, выполненной из керамзитобетона марки М 150 (плотность бетона ρ (кг/м³)).

Решение.

1. Определяем поверхностную плотность конструкции:

$$m = \rho h \text{ (кг/м}^2\text{)}. \quad (2.6.1)$$

2. Определяем K -коэффициент, учитывающий поверхностную плотность материала (по таблице 4)

Таблица 4

Характеристики бетонов

Бетон	Плотность бетона ρ , кг/м ³	Модуль упругости E , 1×10^9 Па	K
Керамзитобетон М 100	1100	7,5	1,7
÷	1200	8	1,5
÷	1300-14000	9-10	1,4
÷	1500-1550	10,5	1,3
М 150-М 200	1250	10	1,6
÷	1350-1450	11,5-14	1,5
÷	1500-1650	13-15,5	1,4
÷	1700-1750	16,5-17	1,3
Перлитобетон М 100	950-100	6,5-7	1,9
Аглопоритобетон М 100	1300-1500	8-11	1,3
÷	1550-1650	8,5-12	1,1
Аглопоритобетон М 150	1500-1800	10-15	1,2

Для ограждающих конструкций из железобетона и бетона плотностью более 1800 кг/м³ с круглыми пустотами коэффициент K определяется по формуле

$$K = 1,86 \cdot \sqrt{\frac{I}{bh_{np}^3}}, \quad (2.6.2)$$

где I -момент инерции сечения, м⁴; b -ширина рассматриваемого сечения, м; h_{np} - приведенная толщина сечения, м.

3. Находим эффективную поверхностную плотность:

$$m_s = Km \text{ (кг/м}^2\text{)}. \quad (2.6.3)$$

4. Находим индекс изоляции I_n :

$$I_n = 231 \lg m_s - 10 \text{ (дБ) при } m_s \geq 200 \text{ кг/м}^2, \quad (2.6.4)$$

$$I_n = 13 \lg m_s + 13 \text{ (дБ) при } m_s \leq 200 \text{ кг/м}^2. \quad (2.6.5)$$

2.7. Расчет звукопоглощающих облицовок

В тех случаях, когда источник шума не может быть устранен, ослаблен или огражден звукоизоляционной преградой, для борьбы с шумом используют средства звукопоглощения. Звукопоглощающие облицовки размещают на потолке и верхних частях стен.

Условие. Размеры цеха $A \times B \times H$ (м). Объем цеха V (м³), площадь ограждающих поверхностей, м²: пола, стен, потолка, общая площадь S^1 . В цехе установлены многоточечные сварочные аппараты для сборки

закладных элементов n (шт). Расчетная точка удаления от ближайшего станка r (м).

Рассчитать звукопоглощающую облицовку цеха.

Определить эффективность ее применения и уровни звукового давления на рабочих местах после акустической обработки цеха.

Решение.

1. Определяем постоянную помещения V акустически необработанного помещения:

$$V = V_{1000} \mu, \quad (2.7.1)$$

где V_{1000} – постоянная помещения на среднегеометрической частоте 1000 Гц, определяемая в зависимости от объема помещения, m^3 , по табл. 5
 μ – частотный множитель, определяемый по табл. 6

Таблица 5

Значение постоянной помещения V_{1000}

Помещение	V_{1000}, m^3
С небольшим кол-вом людей	$V/20$
С жесткой мебелью и большим числом людей или с небольшим числом людей и мягкой мебелью (лаборатории, ткацкие, деревообрабатывающие цеха, кабинеты и т.д.)	$V/10$
С большим числом людей и мягкой мебелью (комнаты управления, залы конструкторских бюро, учебные аудитории, залы кафе, магазинов и т.п.)	$V/6$
Помещения со звукопоглощающей облицовкой потолка и части стен	$V/1,5$

Таблица 6

Значение частотного множителя μ для помещений различных объемов

Объем помещения m^3	Частотный множитель μ для среднегеометрических частот октавных полос, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
<200	0,8	0,75	0,7	0,8	1	1,4	1,8	2,5
200-1000	0,65	0,62	0,64	0,75	1	1,5	2,4	4,2
>1000	0,5	0,5	0,55	0,7	1	1,6	3	6

2. По найденной постоянной помещения V для каждой октавной полосы вычисляют эквивалентную площадь звукопоглощения, m^2 :

$$A = \frac{V}{B/S + 1}, \quad (2.7.2)$$

где S – общая суммарная площадь ограждающих поверхностей помещения, m^2 .

3. Определяем продольный радиус:

$$r_{пр} = 0,2 \sqrt{B_{8000}/n} \quad (м), \quad (2.7.3)$$

где n – количество источников звука; B_{8000} – постоянная помещения на частоте 8000 Гц:

$$B_{8000} = B_{1000} \times \mu_{8000}. \quad (2.7.4)$$

3. Определяем максимальное снижение уровня звукового давления:

$$\Delta L = 10 \cdot \lg \left(\frac{B_1}{B} \right) \quad (дБ), \quad (2.7.5)$$

где B_1 – постоянная помещения после установки в нем звукопоглощающих конструкций, m^2 .

4. Определяем постоянную помещения B_1 в акустически обработанном помещении:

$$B_1 = \frac{A_1 + \Delta A}{1 - \alpha_1}, \quad (2.7.6)$$

где A_1 – эквивалентная площадь звукопоглощения поверхностями, не занятыми звукопоглощающей облицовкой,

$$A = \alpha(S - S_{обл}), \quad (2.7.7)$$

α – средний коэффициент звукопоглощения в помещении до его акустической обработки,

$$\alpha = \frac{B}{B + S}, \quad (2.7.8)$$

α_1 – средний коэффициент звукопоглощения акустически обработанного помещения,

$$\alpha_1 = \frac{A_1 + \Delta A}{S}, \quad (2.7.9)$$

S – общая суммарная площадь ограждающих поверхностей, m^2 . ΔA – величина суммарного добавочного поглощения, вносимого конструкцией звукопоглощающей облицовки или штучными поглотителями,

$$\Delta A = \alpha_{обл} S_{обл} + A_{шт} n \quad (m^2), \quad (2.7.10)$$

где $\alpha_{обл}$ – реверберационный коэффициент звукопоглощения конструкции облицовки (табл.7);

$S_{обл}$ – площадь облицованных поверхностей, m^2 ; $A_{шт}$ – эквивалентная площадь звукопоглощения одного штучного звукопоглотителя, m^2 ; n – число штучных поглотителей.

Для акустической обработки арматурного цеха выбираем плиты марки ПА/С минераловатные, акустические (ТУ 21-24-60-74).

Таблица 7

Значение реверберационного коэффициента плит ПА/С

Марка звукопоглощающей конструкции	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$\alpha_{от}$	0,02	0,05	0,21	0,66	0,91	0,95	0,89	0,7

2.8. Расчет реактивного многокамерного глушителя резонаторного типа

Глушители предназначены для глушения шума, возникающего при перемещении воздуха и других газов, например при работе двигателей внутреннего сгорания, пневмоинструмента, компрессоров.

По принципу действия глушители шума подразделяют на абсорбционные, преобразующие акустическую энергию в тепловую путем поглощения звуковой энергии звукопоглощающими материалами 1 (рис. 3а); реактивные (камерные, резонаторные), использующие настроенные на определенные частоты специальные элементы 2 (рис. 3б) и 3 (рис. 3в); комбинированные – устройства смешанного типа, сочетающие принципы действия абсорбционного и реактивного глушителей.

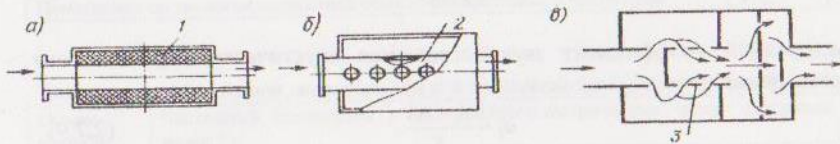


Рис. 3 Схемы глушителей шума

Произведем расчет реактивного многократного глушителя резонансного типа (рис. 3в) [5].

Условие. Рабочий объем двигателя V_h , м³; диаметр трубопровода выхлопной системы двигателя $d_{тр}$, м; число цилиндров двигателя i ; длина глушителя $L_{гр}$ (принимают по конструктивным соображениям, исходя из компоновочной схемы автомобиля или трактора); количество камер в глушителе N (от 3 до 5); диаметр отверстий d , м, и их количество n , соединяющих трубопровод с резонаторными камерами (принимают по конструктивным соображениям), температура отработавших газов T , К

Определить: размеры и акустическую эффективность глушителя [5].

Решение.

1. Определяем объем глушителя:

$$V_{гр} = (1,5 \dots 2,5) V_h i \text{ (м}^3\text{)}. \quad (2.8.1)$$

2. Определяем диаметр глушителя:

$$D_{гр} = \sqrt{\frac{4V_{гр}}{\pi L_{гр}}} \text{ (м)}. \quad (2.8.2)$$

3. Находим расстояние между отверстиями в трубопроводе, между соседними камерами:

$$a = (0,5 \dots 0,8) L_{гр} / N. \quad (2.8.3)$$

4. Рассчитываем объем каждой камеры:

$$V_k = \frac{V_{гр}}{N} - \frac{\pi d^2 L_{гр}}{4N} \text{ (м}^3\text{)}. \quad (2.8.4)$$

5. Определяем резонаторную частоту одной камеры глушителя:

$$f_p = \frac{c \sqrt{K_p / V_k}}{2\pi} \text{ (Гц)}, \quad (2.8.5)$$

где c – скорость звука в отработавших газах:

$$c = c_0 \sqrt{\frac{T}{273}} \text{ (м/с)}, \quad (2.8.6)$$

$c_0 = 344$ м/с – скорость воздуха при нормальной температуре; K_p – проводимость отверстий, м, соединяющих трубопровод с резонансной камерой (характеризует степень подвижности, т.е. инерционные свойства выхлопного газа в отверстиях):

$$K_p = \frac{\pi d^2 n / 4}{1 + \pi d / 4\varphi(\xi)}, \quad (2.8.7)$$

где l – толщина стенки трубопровода, м; $\varphi(\xi)$ – функция, учитывающая зависимость поправки на присоединенную массу воздуха в отверстиях от их взаимного расположения; $\xi = d/a$; график $\varphi(\xi)$ приведен на рис. 4

6. Определяем акустическую эффективность глушителя, т.е. снижение шума глушителем:

$$\Delta L = 8,69 N \cdot \text{arch} \left[\cos \left(K_0 a f / f_p \right) + \frac{K_p V_k / 2 A_{вх}}{f / f_p - f_p / f} \sin \left(K_0 a f / f_0 \right) \right], \quad (2.8.8)$$

где $A_{тр}$ - площадь поперечного сечения трубопровода выхлопной системы, m^2 ; f - частота в диапазоне 100-1000 Гц, при которой определяют эффективность глушителя, Гц; K_0 - волновое число:

$$K_0 = 2\pi f / c \quad (m^{-1}) \quad (2.8.9)$$

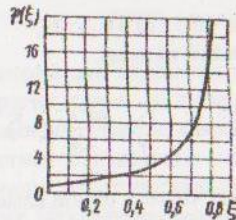


Рис. 4. Зависимость поправки на присоединенную массу воздуха в отверстиях от их взаимного расположения

2. Защита от производственных излучений

К производственным излучениям относятся: лазерные, инфракрасные, ультрафиолетовые, ионизирующие излучения, электромагнитные волны. Все излучения представляют огромную опасность для здоровья человека, вызывая изменения в организме.

3.1. Защита от электромагнитных полей

Организм человека защищают от электромагнитного излучения экранированием источника излучения и рабочего места. Установка экранов позволяет снизить интенсивность излучения до предельно допустимых значений [5].

1. Находим толщину экрана, исходя из глубины проникания поля в экран:

$$\delta = \frac{1}{\sqrt{\mu\sigma\omega}} \quad (m) \quad (3.1.1)$$

где μ - абсолютная магнитная проницаемость материала экрана, Г/м; σ - удельная проводимость материала экрана, см/м; f - частота колебаний, Гц.

2. Определяем эффективность экрана:

$$\Theta = e^{-\frac{3.6l}{a}} \quad (3.1.2)$$

где e - основание натуральных логарифмов; d и l - диаметр и длина цилиндра от крайних витков, мм.

2. Рабочий конденсатор экранируют полым коробом. Определяем эффективность этого экрана:

$$\Theta = e^{-\frac{\pi a}{b}} \quad (3.1.3)$$

где b - ширина короба, мм; a - расстояние от конденсатора до внутренней стенки короба, мм.

3.2. Защита от ионизирующих излучений

Для защиты стационарных установок от ионизирующих излучений их изолируют в отдельных помещениях. В этом случае стены, потолок, полы, смотровые окна изготавливают из защитных материалов. Защиту от источников излучения выполняют в виде защитных кожухов, экранов, ширм из свинца, стали и т.д.

3.2.1. Защита от α - частиц

1. Определяют пробег α -частиц в материале:

$$R_\alpha = \frac{0,56 R_\alpha A^{1/2}}{10^3 \rho} \quad (cm) \quad (3.2.1)$$

где A - атомная масса вещества экрана; ρ - плотность вещества экрана, г/см³; R_α - пробег α -частиц в воздухе:

$$R_\alpha = 0,309 E_\alpha \quad (cm) \quad (3.2.2)$$

где E_α - энергия α -частиц, МэВ; A - атомная масса вещества экрана; ρ - плотность вещества экрана, г/см³.

3.2.2. Защита от β -частиц

1. Определяем пробег β -частиц, г/см², в алюминии:

$$R_{\beta Al} = 0,407 E_\beta^{1,38} \quad \text{при } E_\beta < 0,8 \text{ МэВ}; \quad (2.3.3)$$

$$R_{\beta Al} = 0,542 E_\beta - 0,133 \quad \text{при } E_\beta > 0,8 \text{ МэВ}; \quad (2.3.4)$$

где E_β - энергия β -частиц, МэВ.

2. Определяем максимальный пробег β -частиц, г/см², в любом веществе экрана:

$$R'_p = R_{pAl} \frac{Z_{Al}/A_{Al}}{Z/A}, \quad (2.3.5)$$

где Z_{Al} и A_{Al} - порядковый номер и атомная масса алюминия; Z и A - то же вещества экрана.

3. Определяем максимальный пробег β -частиц, см, в материале экрана:

$$R_\beta = R'_p / \rho, \quad (2.3.6)$$

где ρ - плотность материала экрана, г/см³

Библиографический список рекомендуемой литературы

1. ГОСТ 12.1.012-78*. ССБТ. Вибрация. Общие требования безопасности. - введ. 01.07.82.
2. Борьба с шумом на производстве: Справочник/ Под. общ. ред. Е.Я. Юдина. - М.: Машиностроение, 1985.-399с.
3. Справочник проектировщика. Защита от шума. М., 1974.
3. Шум. Общие требования безопасности. ГОСТ 12.1.003-76. М., 1976.
4. Филиппов Б.И. Охрана труда при эксплуатации строительных машин. М.,1984.-247 с.

Оглавление

Введение	3
1. Цели и задачи изучения дисциплины	3
2. Защита от шума и вибрации	3
2.1 Расчет стальных виброизоляторов	4
2.2 Расчет резиновых виброизоляторов	5
2.3 Расчет виброизоляции виброплощадки и виброгасящее основание (фундамент) с обеспечением допустимых параметров вибрации рабочих мест.	6
2.3.1 Расчет виброизоляции с применением пружинных виброизоляторов	6
2.3.2 Расчет виброизоляции с применением пневморезиновых амортизаторов.	9
2.4 Виброизоляция рабочего места	10
2.4.1 Расчет виброизоляции с применением пружинных виброизоляторов	10
2.4.2 Расчет виброизоляции с применением резиновых виброизоляторов	11
2.5 Определение уровня шума и звукоизоляции	13
2.6 Расчет звукоизоляции ограждающих конструкций	14
2.7 Расчет звукопоглощающих облицовок	15
2.8 Расчет реактивного многокамерного глушителя резонаторного типа.....	17
3. Защита от производственных излучений	20
3.1 Защита от электромагнитных полей	20
3.2 Защита от ионизирующих излучений	21
3.2.1 Защита от α - частиц	21
3.2.2 Защита от β -частиц	21
Библиографический список.....	22

Методические указания для решения практических задач по курсу «Безопасность жизнедеятельности» для студентов всех специальностей.
Составители: канд. техн. наук, доц. Манохин Вячеслав Яковлевич,
канд. техн. наук, доц. Жидко Елена Александровна.

Редактор: Акритова Е.В.

Подписано в печать 19.03.83. Формат 6х84 1/16
Усл.-печ.л. 1,3 Уч.-изд.л. 1,4 Тираж 100 экз.
Бумага для множительных аппаратов
Заказ № 265

Отпечатано в типографии Воронежского государственного архитектурно-строительного университета. Воронеж, ул. 20-летия Октября,