

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РФ

ФГБОУ ВО БГАУ

Инженерно-технологический институт

Кафедра безопасности жизнедеятельности и инженерной экологии

Панова Т.В., Панов М.В., Симбирцева М.Е.

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ
УЛУЧШЕНИЯ УСЛОВИЙ ТРУДА**

Часть 2

Учебное пособие
по выполнению курсового проекта
для студентов очной и заочной форм обучения,
обучающихся по направлению подготовки
20.03.01 Техносферная безопасность
профиль Безопасность технологических процессов и производств

Брянская область

2024

УДК 331.45 (07)

ББК 65.247

П 16

Панова, Т. В. Проектирование и расчет технических средств улучшения условий труда: учебное пособие по выполнению курсового проекта для студентов очной и заочной форм обучения, обучающихся по направлению подготовки 20.03.01 Техносферная безопасность профиль Безопасность технологических процессов и производств / Т. В. Панова, М. В. Панов, М. Е. Симбирцева. – Брянск: Изд-во Брянский ГАУ, 2024. – Ч. 2. – 104 с.

Учебное пособие предназначено для выполнения курсового проекта по дисциплине «Производственная санитария и гигиен труда. Часть 2» для студентов очной и заочной форм обучения, обучающихся по направлению подготовки 20.03.01 Техносферная безопасность профиль Безопасность технологических процессов и производств. Учебное пособие состоит из теоретической части и практической части, в котором описаны требования к выполнению курсового проекта и его защите, а также, примеры к расчету коллективных средств защиты, применяемых для улучшения условий труда.

Так же предназначено для подготовки к практическим занятиям и к текущему и промежуточному контролю, самостоятельной работы студентов при изучении дисциплины «Производственная санитария и гигиен труда».

Учебное пособие составлено в соответствии с Федеральным государственным образовательным стандартом высшего образования.

Рецензенты: начальник управления комплексной безопасности, ГО и ЧС ФГБОУ ВО Брянский ГАУ Л.В. Агеенко;

д.т.н., профессор, профессор кафедры БЖД и ИЭ Е.Н. Христофоров.

Рекомендовано к изданию методической комиссией инженерно-технологического института Брянского ГАУ, протокол № 6 от 28 февраля 2024 года.

© Брянский ГАУ, 2024

© Т.В. Панова, 2024

© М.В. Панов, 2024

© М.Е. Симбирцева, 2024

Оглавление

Введение	4
1 Требования к выполнению курсового проекта	6
2 Электромагнитные излучения.....	8
2.1 Общие сведения.....	8
2.2 Нормирование электромагнитных излучений.....	14
2.3 Основные характеристики электромагнитных излучений.....	18
2.4 Расчет технических средств защиты от тепловых излучений.....	19
2.5 Расчет средств защиты от электромагнитных полей.....	29
3 Производственный шум.....	32
3.1 Общие сведения.....	32
3.2 Классификация и основные характеристики шума	33
3.3 Расчет суммарного уровня шума.....	38
3.4 Расчет требуемого снижения шума	42
3.5 Звукопоглощение	46
3.6 Звукоизоляция.....	54
3.7 Расчет глушителей шума.....	62
4 Производственная вибрация	68
4.1 Общие сведения.....	68
4.2 Классификация и основные характеристики вибрации	70
4.3 Виброизоляция.....	73
4.4 Расчет резиновых виброизоляторов	79
4.5. Расчет пружинных изоляторов	85
4.6 Расчет виброгасящих оснований	93
Список литературы.....	101
Приложение	102

Введение

Технологические процессы, технология (от греч.- искусство, мастерство, умение) – совокупность приемов и способов получения, обработки, переработки сырья, материалов, полуфабрикатов или изделий, осуществляемых в различных отраслях промышленности, строительстве, АПК и т.д. В результате технологических процессов происходит качественное изменение обрабатываемых объектов. Технологические процессы обновляются и изменяются по мере развития техники. Техника – это совокупность средств человеческой деятельности, создаваемых для осуществления процессов производства и обслуживания непроизводственных потребностей общества. Она позволяет повысить эффективность трудовых усилий человека, расширить его возможности в процессе трудовой деятельности. Виды техники различны: производственная, энергетическая, транспортная, военная, непроизводственная и пр. Создают и обслуживают технику инженерно-технические работники.

Безопасные условия труда – это такие условия труда, при которых воздействие неблагоприятных факторов производственной среды исключено или их уровни не превышают гигиенических нормативов.

Безопасность – это состояние защищенности субъекта от воздействия неблагоприятных факторов, которые могут причинить ему вред. Безопасное состояние фиксируется совокупностью требований безопасности, которые приводятся в нормативных правовых актах, определяющих технологию процессов и операций жизнедеятельности.

Выявление опасностей, определение их количественных и качественных характеристик, пространственных координат, разработка методов и средств защиты от опасностей, ликвидация последствий аварий и катастроф, обеспечение благоприятных условий жизнедеятельности – вот те задачи, которые решает государство для реализации в соответствии с Конституцией РФ прав граждан на здоровье и безопасные условия труда и среды обитания.

Важная роль в практическом решении этих вопросов отводится инженер-

ным службам. Оценка инженерной обстановки включает анализ опасности объекта и его подразделений, определение устойчивости отдельных элементов, объекта в целом к авариям и катастрофам, разработку рекомендаций по повышению устойчивости, анализ рисков возникновения отказов техники, определение границ опасных зон, расчет очагов поражения, разработку комплекса защитных и профилактических мероприятий и др.

Различные виды деятельности и среда обитания тесно связаны. Например, результаты трудовой деятельности, выполняемой на рабочем месте с отличными условиями труда, способны оказать неблагоприятное воздействие через производимую продукцию или отходы на окружающую среду и огромное количество людей, не связанных с данным рабочим местом. Таким образом, можно считать, что всякая деятельность потенциально опасна. Утверждение о потенциальной опасности деятельности имеет важное профилактическое значение при решении вопросов безопасности, т.к. травмы, аварии и катастрофы чаще всего являются следствием ошибок человека, результатом отсутствия опыта деятельности в современной среде – техносфере.

Целью настоящего пособия является практическая подготовка студентов в области охраны труда. Учебное пособие предназначено для выполнения студентами инженерных расчетов курсовых проектах и выпускных квалификационных работах и, а также для оказания помощи инженерным работникам в практической работе по охране труда на предприятиях. Пособие можно рассматривать как дополнение к теоретическому курсу «Безопасность жизнедеятельности» и «Производственная санитария и гигиен труда». Особенностью данного учебного пособия является то, что каждый раздел содержит определенный объем теоретического материала, соответствующую методику расчетов и необходимое количество справочного материала.

1 Требования к выполнению курсового проекта

Курсовой проект состоит из пояснительной записки и графической части.

Пояснительная записка включает:

- анализ производственной деятельности предприятия.
- анализ технологических процессов с указанием оборудования или операций, являющихся источником вредных производственных факторов.
- расчеты коллективных средств защиты (СКЗ), направленных на улучшение условий труда.
- средства индивидуальной защиты (СИЗ) в соответствии с технологическим процессом и типовыми нормами выдачи СИЗ.

Графическая часть включает:

Лист формата А2 – План производственного участка с внедряемыми средствами коллективной защиты (А2),

Лист формата А2 – общий вид (листа формата А3) и сборочный чертёж предлагаемого технического устройства (листа формата А3).

Пояснительная записка оформляется в соответствии с ГОСТ Р 2.105-2019 Единая система конструкторской документации (ЕСКД). Общие требования к текстовым документам.

Список используемой литературы оформляется в соответствии с ГОСТ Р 7.0.100-2018 Система стандартов по информации, библиотечному и издательскому делу. Библиографическая запись. Библиографическое описание. Общие требования и правила составления.

К работе прикладываются:

1. Рецензия на курсовую работу.
2. Электронная версия для размещения в ЭИОС..
3. Машинописная версия в мягком переплете.

Графическая часть содержит графические материалы по курсовой работе, выполняется на листе формата А1 в программе Компас-3D.

Расчеты технических средств должны быть подтверждены онлайн расчётами, в онлайн-калькуляторах, находящихся в общем доступе сети Internet.

К защите допускаются только курсовые проекты, оформленные в строгом

соответствии с изложенными выше требованиями. За содержание и оформление курсовой работы, принятые в ней решения, правильность всех данных и сделанные выводы отвечает студент - автор курсовой работы.

Подведение итогов подготовки курсового проекта включает следующие этапы:

- сдачу курсового проекта на проверку преподавателю;
- доработку курсового проекта с учетом замечаний преподавателя;
- сдачу курсового проекта работы на защиту;
- защиту курсового проекта.

Срок сдачи курсового проекта работы определяется учебным графиком.

Срок доработки курсового проекта устанавливается преподавателем с учетом сущности замечаний и объема необходимой доработки.

Выполненный курсовой проект подписывается студентом и представляется на защиту.

Курсовой проект оценивается по пятибалльной шкале. Оценка записывается в ведомость группы, в журнал учебных занятий группы, а положительная оценка ставится в зачетную книжку и удостоверяется подписью преподавателя.

Изучение дисциплины «Производственная санитария и гигиена труда» формируется следующими компетенциями:

УК-2.5 - Представляет результаты проекта, предлагает возможности их использования и/или совершенствования

ПКС-1.1 - Анализирует условия и характер труда, их влияние на здоровье и функциональное состояние человека

ПКС-1.3 - Разрабатывает необходимые мероприятия для нормализации условий труда на основании установленных предельно-допустимых норм

ПКС-3.2 - Применяет проектную, нормативно - правовую, нормативно-техническую и научно - исследовательскую документацию для получения сведений, необходимых для разработки заданий на проектирование систем улучшения условий и повышения безопасности труда

ПКС-7.1 - Планирует проведение производственного контроля и специальной оценки условий труда на рабочих местах.

2 Электромагнитные излучения

2.1 Общие сведения

Шкала электромагнитных излучений содержит два диапазона – радиочастотный и оптический, различающиеся по длине волны, частоте колебаний, физическим характеристикам и биологическому действию на организм человека.

Классификация электромагнитных излучений (ЭМИ) представлена на рисунке 2.1.



Рисунок 2.1 - Классификация электромагнитных излучений

Электромагнитные излучения оптического диапазона разделены на два класса: *неионизирующие* - инфракрасные, видимые, ультрафиолетовые излучения; *ионизирующие* - рентгеновские (χ) и гамма-излучения (γ).

Источники ЭМИ оптического диапазона *неионизирующие* представлены на рисунке 2.2.

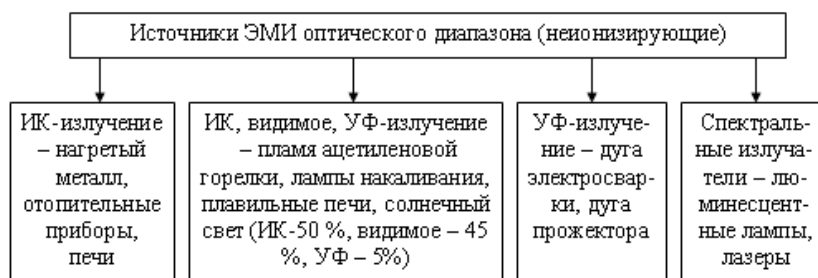


Рисунок 2.2 - Источники ЭМИ оптического диапазона неионизирующие

Ультрафиолетовое излучение (УФ-излучение) – это электромагнитное излучение с длиной волны от 380 до 1нм (1 нанометр = 10^{-9} м).

Диапазон УФ-излучений делится на три области – А, В и С:

- ✓ область А – длинноволновой или ближней ультрафиолетовой радиации, биологическая активность этого участка относительно невелика;
- ✓ область В является областью средневолновой ультрафиолетовой радиации, излучения этой области оказывают в определенных дозах благоприятное действие на живые организмы;
- ✓ область С – это область коротковолновой, или дальней ультрафиолетовой радиации, лучи этой области обладают сильным бактерицидным действием, используются для стерилизации воздуха, воды, посуды, на растения эти лучи действуют губительно.

Мощный поток УФ-лучей дают ртутно-кварцевые лампы типа ДРТ (дуговая ртутно-кварцевая трубка). Они применяются с профилактической и лечебной целью в медицине, а также для бактерицидного и эритемного облучения в животноводческих помещениях, в первую очередь молодняка.

Ультрафиолетовые излучения кроме положительного бактерицидного и против рахитического действия оказывают негативный эффект на человека. Ультрафиолетовое излучение искусственных источников, например, электросварочной дуги, УФ – облучателей, может стать причиной острых и хронических профессиональных поражений. При передозировке облучения возможно развитие фотоконъюнктивита, катаракты хрусталика, гиперпигментация кожи, эритема и рак кожи (рисунок 2.3).

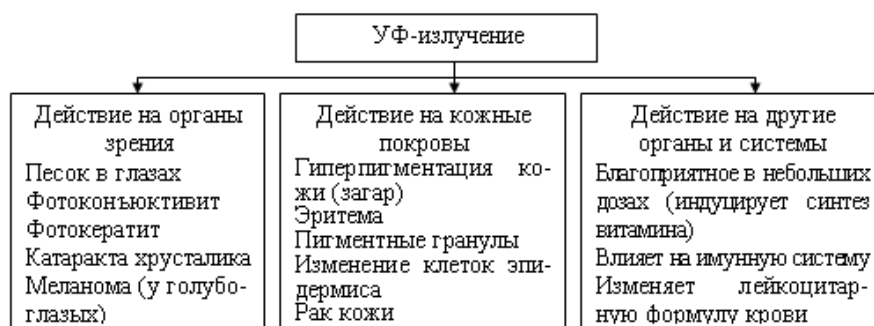


Рисунок 2.3 - Действие УФ-излучения на человека

Инфракрасное излучение (ИК-излучение) – это электромагнитное излучение с длиной волны от 10^{-3} до 780 нм. ИК-излучение генерируется любым нагретым телом, температура которого определяет интенсивность и спектр электромагнитной энергии. Нагретые тела с температурой выше 100° являются источником коротковолнового инфракрасного излучения. Тела с меньшей температурой характеризуются в основном длинноволновым спектром. Наибольшую проникающую способность имеет коротковолновое ИК-излучение с длиной волны 0,76-1,4 мкм ($1 \text{ мкм} = 10^{-6} \text{ м}$), которое способно проникнуть в ткани человеческого тела на глубину в несколько сантиметров.

Основная часть тепловой энергии солнечного света приходится на долю ИК-лучей. В качестве искусственных источников могут быть использованы любые тела, нагретые до высокой температуры, например, обычная лампа накаливания, которая превращает в тепловые лучи до 65% всей подводимой к ней энергии. В практике получили распространение специальные лампы накаливания – термоизлучатели, которые предназначены для сушки изделий, материалов, окрашенных поверхностей, продуктов и т.п.: зеркально-сушильные лампы ЗС-1, ЗС-2, ЗС-3.

ИК-излучения широко применяют в животноводческих помещениях для обогрева молодняка. Для одновременного УФ и ИК облучения выпускают установки ИКУФ-1.

Инфракрасные или тепловые излучения при дозах выше предельно-допускаемых уровней вызывают боль в глазах, ожог конъюнктивы, роговицы,

сетчатки глаза, атрофию радужной оболочки, катаракту хрусталика, болевые ощущения и ожог кожи (рисунок 2.4).

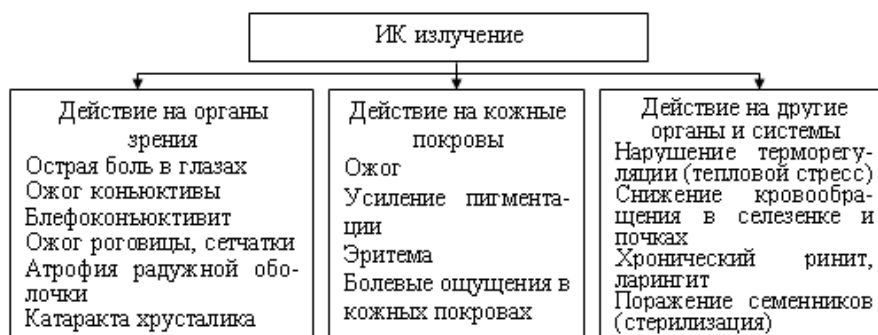


Рисунок 2.4 - Действие ИК-излучений на человека

Лазерное излучение (Л-излучение) – представляет собой особый вид ЭМИ, отличие которого от других видов излучения заключается в монохроматичности и высокой степени направленности. При оценке биологического действия различают прямое, отражённое и рассеянное Л-излучение. Эффекты воздействия определяются механизмом взаимодействия Л-излучения с тканями и зависят от длины волны и частоты импульсов. Реакция организма человека на воздействие лазерного излучения приведены на рисунок 2.2.

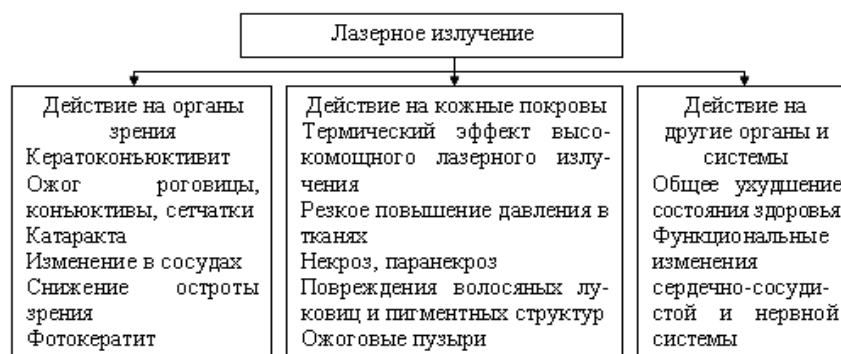


Рисунок 2.5 - Действие лазерного излучения на человека

Ионизирующие излучения оптического диапазона имеют следующие длины волн: рентгеновское излучение - от 1 до $7,1 \cdot 10^{-3}$ нм, гамма-излучение – от $7,1 \cdot 10^{-3}$ до $1,9 \cdot 10^{-3}$ нм.

Рентгеновское и гамма-излучение обладает мощным проникающим и биологическим действием. Они применяются для диагностики в медицине и ве-

теринарии, для дефектоскопии в технике, для обработки клубней картофеля с целью замедления их прорастания, для уничтожения насекомых-вредителей, для лучевой пастеризации и стерилизации, в системах сигнализации (пожарные извещатели) и автоматизации (контролирование уровня жидкости, толщины изделий, влажности и плотности материалов, скорости истечения газов, давления и пр.), в научных исследованиях по изучению качества посевного материала, удобрений, усвоения кормов (метод меченых атомов), при борьбе со статическим электричеством (ионизация воздуха) и др.

Ионизирующее излучение вызывает в организме человека цепочку обратимых и необратимых изменений. Пусковым механизмом воздействия являются процессы ионизации и возбуждения атомов и молекул в тканях.

Ионизация – это акт разделения электрически нейтрального атома на две противоположно заряженные частицы – электрон (-) и ион (+).

Ионизирующее излучение сопровождается распад радиоактивных элементов.

Ионизирующая радиация вызывает лучевую болезнь, лучевой ожог, лучевую катаракту, лучевое бесплодие, аномалии в развитии плода, злокачественные опухоли, лейкозы, наследственные болезни и другие (рисунок 2.6).

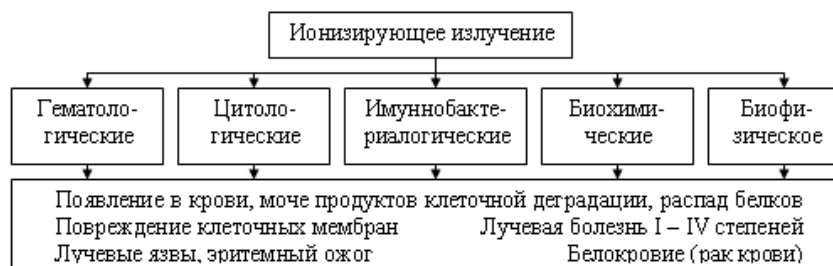


Рисунок 2.6 - Действие ионизирующих лучей на человека

В гигиенической практике к неионизирующим ЭМИ относят электрические и магнитные поля (ЭМП) – диапазон радиоволн.

Радиоволны имеют длины волн: НЧ от 10^{11} до 10^4 м; ВЧ - от 10^4 до 10 м; УВЧ – от 10 до 1 м; СВЧ – от 1 до 10^{-3} м.

Источники ЭМИ диапазона радиоволн приведены на рисунок 2.7.

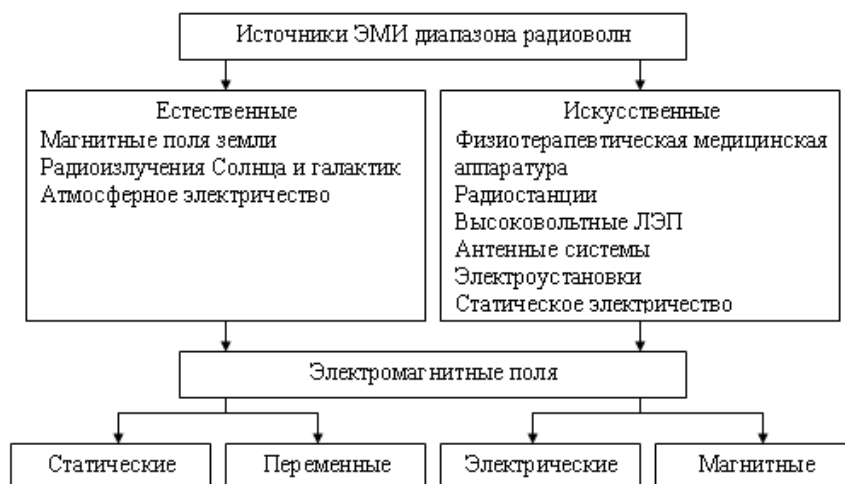


Рисунок 2.7 - Источники ЭМИ диапазона радиоволн

Излучения *радиочастотного и микроволнового диапазонов* могут привести к общему недомоганию, головным болям, тошноте, рвоте, вызвать чувство страха, боли в конечностях, повышение потливости, температуры тела и артериального давления (рисунок 2.8).

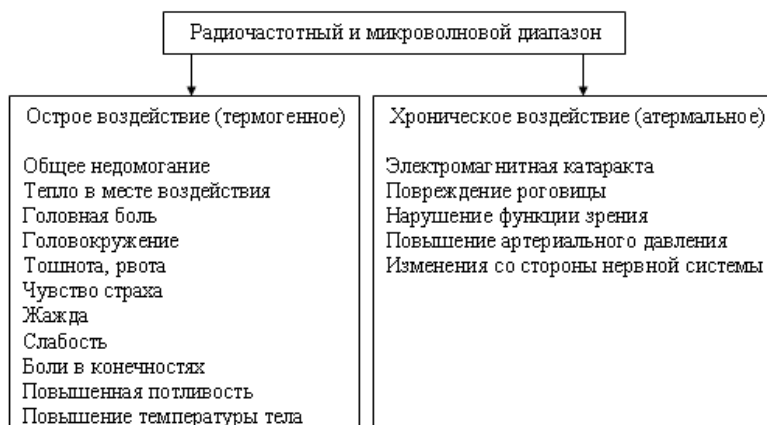


Рисунок 2.8 - Действие радиоволн и микроволн на человека

На рисунке 2.9 приведены реакции организма человека на воздействие электромагнитных полей (ЭМП).

Из излучений радиочастотного диапазона наиболее вредным действием на организм человека обладают излучения диапазона УВЧ и СВЧ, так их длина волны соизмерима с размерами тела человека.



Рисунок 2.9 - Действие магнитных и электрических полей на человека

СВЧ установки широко применяются в пищевой и перерабатывающей промышленности. Они стимулируют создание малоотходных и безотходных процессов, повышение качества, сохраняемости продуктов и сырья. Их применение способствует улучшению условий труда, снижая загазованность воздуха и интенсивность теплового облучения на рабочих местах.

В ремонтном производстве и машиностроении широко применяют различные электрофизические процессы, основанные на использовании токов высокой частоты (ТВЧ) и сильных магнитных полей (нагрев металлов ТВЧ, магнитная дефектоскопия и др.).

С использованием сильных электрических полей протекают и другие процессы: электрогазоочистка, нанесение краски в электрическом поле, электросепарация семян и других материалов, предпосевная обработка семян (клубней, луковиц) электрическим и магнитными полями, электропечать, электроионизация и др.

2.2 Нормирование электромагнитных излучений

Гигиеническое нормирование УФ–излучений осуществляется по СН 4557 (Санитарные нормы ультрафиолетового излучения в производственных помещениях) в зависимости от длины волн при условии защиты органов зрения и кожи.

Нормируемый параметр – *плотность потока энергии*. При продолжительности облучения 50% рабочей смены для УФ-А допустимая норма облучения 10 Вт/м²; для УФ-В – 0,01 Вт/м². Для УФ-С (коротковолновая область спектра) – облучение не допускается.

Нормирование ИК–излучений осуществляется по ГОСТ 12.1.005 в зависимости от размера облучаемой поверхности. Нормируемый параметр – *интенсивность излучения*. Если интенсивность теплового излучения превышает 350 Вт/м², то обязательно применение защитных экранов.

Нормирование электромагнитных полей (ЭМП) осуществляется по *предельно допускаемым уровням (ПДУ) напряжённости электрического (E) и магнитного (H) полей* в зависимости от времени пребывания и регламентируется ГОСТ 12.1.002.

Допустимое время пребывания в электрическом поле (ЭП) напряжённостью 5...20 кВ/м определяется по формуле

$$T = \frac{50}{E} - 2, \quad (2.1)$$

где T – время пребывания, ч;

E – напряжённость ЭП, кВ/м.

Нормирование уровней напряжённости электростатического поля (ЭСП) осуществляется в соответствии с ГОСТ 12.1.045 в зависимости от времени пребывания.

Пребывание в ЭП с напряженностью более 25 кВ/м без средств защиты не допускается.

ПДУ напряженности периодического (синусоидального) магнитного поля (МП) установлены (таблица 2.1) для облучения всего тела (общее облучение) и только рук (локальное облучение).

Таблица 2.1 – Допустимые нормы общего и локального облучения ЭМП

Время пребывания, ч	Допустимые уровни магнитного поля, H [А/м] / B [мкТл] при воздействии	
	общем	локальном
до 1	1600/2000	6400/8000
2	800/1000	3200/4000
4	400/500	1600/2000
8	80/100	800/1000

Допустимое время пребывания в электростатическом поле рассчитывают по формуле

$$T_{\text{дон}} = \frac{E_{\text{ПДУ}}^2}{E_{\text{ф}}^2}, \quad (2.2)$$

где $T_{\text{дон}}$ – допустимое время без средств индивидуальной защиты (СИЗ), ч;

$E_{\text{ПДУ}}$ - ПДУ напряжённости ЭСП, $E_{\text{ПДУ}} = 60 \text{ кВ/м}$;

$E_{\text{ф}}$ – фактическое значение напряжённости, кВ/м.

Нормирование ЭМИ диапазона радиоволн проводится в соответствии с ГОСТ 12.1.006. В основу нормирования положен принцип действующей дозы, учитывающий энергетическую нагрузку.

В диапазоне частот 60 КГц...300 МГц нормирование осуществляется по электрической E и магнитной составляющей H . В диапазоне частот 300 МГц...300ГГц – по плотности потока энергии (ППЭ).

Предельно допустимое значение ППЭ определяется по формуле

$$\text{ППЭ}_{\text{ПДУ}} = \frac{k \cdot \mathcal{E}_{\text{ПДУ}}}{T}, \quad (2.3)$$

где k – коэффициент ослабления биологической эффективности

($k = 10$ для вращающихся антенн);

$\mathcal{E}_{ПДУ}$ – ПДУ энергетической нагрузки, $\mathcal{E}_{ПДУ} = 2 \frac{Вт \cdot ч}{м}$;

T – время пребывания в зоне ЭМИ, ч.

Гигиеническое нормирование ионизирующих излучений осуществляется нормами радиационной безопасности (НРБ) и гигиеническими нормативами (ГН 2.6.1.054).

Основные дозовые пределы облучения устанавливаются для следующих категорий облучаемых лиц (таблица 2.2):

✓ группа А – лица, работающие с техногенными источниками (персонал АЭС, рентгенологи, радиологи);

✓ группа Б – лица, по условиям работы находящиеся под действием излучений, население, проживающее вблизи радиационных объектов;

✓ группа В – всё население страны.

Таблица 2.2 - Основные дозовые пределы (извлечение из норм радиационной безопасности НРБ)

Нормируемые величины	Дозовые пределы, мЗв	
	для лиц из персонала (А)*	для лиц из населения
Эквивалентная доза (за год)	20 мЗв в год в среднем за любые последовательные 5 лет, не более 50 мЗв в год	1 мЗв в год в среднем за любые последовательные 5 лет, но не более 5 мЗв в год
В хрусталике	150	15
В коже	500	50
В кистях, стопах	500	50

*Примечание: для группы Б значения не должны превышать 1/4 значений для группы А.

2.3 Основные характеристики электромагнитных излучений

Интенсивность теплового облучения ($\text{Вт}/\text{м}^2$) в зависимости от расстояния r определяется по формуле

$$E = \frac{0,91 \cdot F \cdot \left[\left(\frac{T}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{дон}}}{100} \right)^4 \right]}{r^2}, \quad (2.4)$$

где F – площадь нагретой поверхности, м^2 ;

T – температура поверхности, $^{\circ}\text{C}$;

$T_{\text{дон}}$ – допускаемая температура на поверхности оборудования, $T_{\text{дон}} \leq 45^{\circ}\text{C}$.

Если $E > 350 \text{ Вт}/\text{м}^2$, то необходимы технические меры по уменьшению излучения на человека, например, экранирование.

Плотность потока энергии ($\text{Вт}/\text{м}^2$) ЭМИ радиочастотного диапазона обратно пропорциональна квадрату расстояния R до источника

$$\text{ППЭ} = \frac{W}{4 \cdot \pi \cdot R^2}, \quad (2.5)$$

где W – мощность источника излучения, Вт.

Плотность потока энергии электрической составляющей электромагнитного поля

$$\text{ППЭ} = \frac{E^2}{377}, \quad (2.6)$$

где E – напряженность электрического поля, $\text{В}/\text{м}$;

$$E = 377 \cdot H, \quad (2.7)$$

где H – напряженность магнитного поля, $\text{А}/\text{м}$.

Напряженность электрического поля можно определить по формуле

$$E = \frac{\sqrt{30 \cdot W_{\text{ист}}}}{R} \quad (2.8)$$

где W – мощность источника излучения, Вт.

Пример 2.1. Определить интенсивность теплового облучения работников хлебопекарного цеха, если площадь нагретой поверхности печи $F = 20 \text{ м}^2$, температура поверхности печи $T = 60^\circ\text{C}$, расстояние от рабочего до печи $r = 0,25 \text{ м}$.

Решение. Интенсивность теплового облучения определим по формуле (2.4)

$$E = \frac{0,91 \cdot 20 \cdot \left[\left(\frac{60}{100} \right)^4 - \left(\frac{45}{100} \right)^4 \right]}{0,25^2} = 27,3 \text{ Вт/м}^2.$$

Вывод. Интенсивность теплового облучения работников хлебопекарного цеха равна $27,3 \text{ Вт/м}^2$.

2.4 Расчет технических средств защиты от тепловых излучений

Наиболее распространёнными методами защиты от тепловых лучей (ИК) являются: теплоизоляция (рисунок 2.10); экранирование (рисунок 2.11); воздушное душирование.

Экраны для защиты от тепловых излучений могут быть изготовлены из листового алюминия, белой жести, алюминиевой фольги (альфоля), асбестовых щитов, огнеупорного кирпича или могут представлять собой сварные конструкции, охлаждаемые водой.



Рисунок 2.10 - Виды теплоизоляции

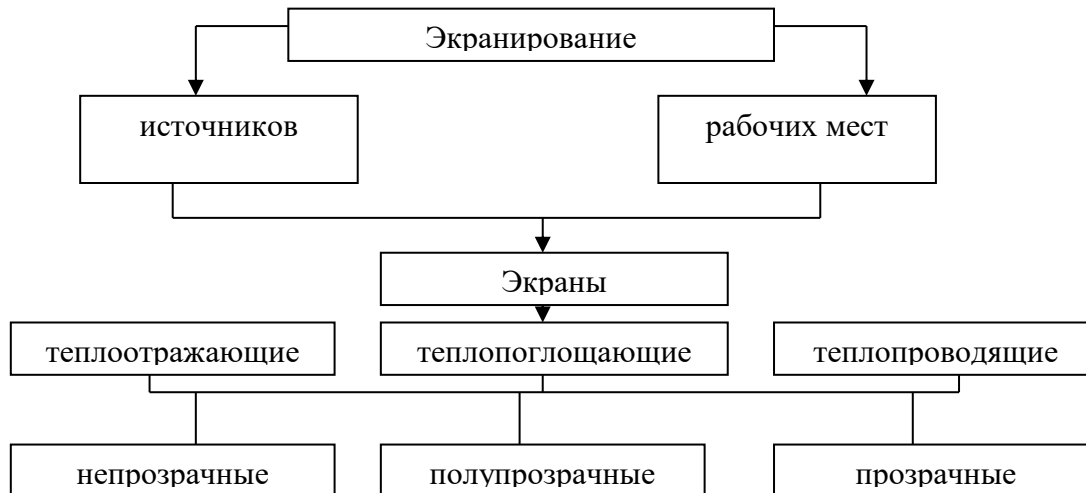


Рисунок 2.11 - Классификация экранов

Защита от ионизирующих излучений осуществляется в основном экранированием. Применяется также «защита временем» (ограничение времени работы с радиоактивными излучениями) и «защита расстоянием» (удаление рабочего места от источника радиоактивных излучений).

Эффективность экранирования определяется из выражения (дБ)

$$\mathcal{E} = 10 \cdot \lg \frac{E_1}{E_2}, \quad (2.9)$$

где E_1 – интенсивность облучения без экрана, Вт/м²;

E_2 – интенсивность облучения с экраном.

Заданное снижение температуры μ рассчитывается по формуле

$$\mu = \frac{T_u}{T_э}, \quad (2.10)$$

где T_u – температура источника, °С;

$T_э$ – температура экрана, °С.

Температура экрана определяется из выражения

$$T_э = t_B + \frac{aE_2}{2\alpha}, \quad (2.11)$$

где t_B – температура внутри помещения, $^{\circ}\text{C}$;

a – коэффициент теплопоглощения;

E_2 – интенсивность облучения с экраном, $\text{Вт}/\text{м}^2$;

α^2 – удельная теплоотдача, $\text{Вт}/\text{м}^2 \text{ } ^{\circ}\text{C}$.

Интенсивность облучения с экраном можно рассчитать по формуле

$$E_2 = E_1 \cdot e^{-\delta \cdot l}, \quad (2.12)$$

где δ – коэффициент ослабления (для воды $\delta = 1,3$);

l – толщина экрана, м;

E_1 – интенсивность источника, $\text{Вт}/\text{м}^2$.

Пример 2.2. Определить эффективность экранирования поста управления завалочной машины напольного типа для мартеновской печи, если известна интенсивность теплового облучения без защитного экрана $E_1 = 360 \text{ Вт}/\text{м}^2$ и интенсивность облучения с экраном $E_2 = 29 \text{ Вт}/\text{м}^2$.

Решение. Определим интенсивность экранирования из выражения (2.9):

$$\mathcal{E} = 10 \cdot \lg \frac{E_1}{E_2} = 10 \cdot \lg \frac{360}{29} = 11 \text{ дБ}$$

Вывод. Интенсивность экранирования 11 дБ

Пример 2.3. Определить интенсивность облучения рабочего при использовании защитного экрана, охлаждаемого водой. Толщина экрана 0,05 м, интенсивность облучения без экрана $355 \text{ Вт}/\text{м}^2$.

Решение. Интенсивность облучения с экраном можно рассчитать по формуле (2.12).

$$E_2 = E_1 \cdot e^{-\delta \cdot \ell} = 355 \cdot e^{-1,3 \cdot 0,05} = 355 \cdot \frac{1}{2,71^{0,065}} = 331 \text{ Вт/м}^2$$

Вывод. Интенсивность облучения с экраном составит

Интенсивность излучения источника (Вт/м²) рассчитывается по формуле

$$E = \varepsilon \cdot C_o \left(\frac{T}{100} \right)^4, \quad (2.13)$$

где ε – степень черноты полного излучения материала (таблица 2.3);

C_o – коэффициент излучения, ($C_o = 4,5$ – металл; $C_o = 5,3$ – огнеупорный материал; $C_o = 5,67$ – абсолютно черное тело), Вт/(м²·К⁴);

T – температура излучаемого тела, °К.

Таблица 2.3 – Степень черноты полного излучения

Материал	t, °С	ε
Алюминий окисленный	200...600	0,11...0,19
Сталь:		
- листовая шероховатая	940...1100	0,52...0,61
- оцинкованная окисленная	24	0,276
Чугун шероховатый	40...250	0,95
Медь полированная	115	0,023
Асбестовый картон	24	0,96
Кирпич:		
- шамотный	1100	0,75
- магнезитовый	1500	0,39
- красный	20	0,93
Штукатурка известковая	20	0,91

Интенсивность облучения от нагретой поверхности в зависимости от расстояния определяется по формулам.

$$r \geq \sqrt{F} \rightarrow E = \frac{0,91 \cdot F \cdot \left[\left(\frac{T}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{дон}}}{100} \right)^4 \right]}{r^2} \quad (2.14)$$

$$r < \sqrt{F} \rightarrow E = \frac{0,91 \cdot \sqrt{F} \cdot \left[\left(\frac{T}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{дон}}}{100} \right)^4 \right]}{r}, \quad (2.15)$$

где r – расстояние от источника облучения до рабочего места, м;

F – площадь излучаемой поверхности, м²;

T – температура излучаемой поверхности, °К;

$T_{\text{дон}}$ – допускаемая температура на поверхности оборудования,

$T_{\text{дон}} \leq 31 \text{ } 8^0\text{K}$.

Количество теплоты, отдаваемой единицей поверхности в единицу времени в окружающую среду, определяется по формуле

$$q = \alpha(t_{\text{уз}} - t_{\text{в}}), \quad (2.16)$$

где α – суммарный коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К);

$t_{\text{уз}}$ – температура на изолированной поверхности, °С;

$t_{\text{в}}$ – температура воздуха в помещении, °С.

Суммарный коэффициент теплоотдачи определяют из выражения

$$\alpha = \alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{л}}, \quad (2.17)$$

где $\alpha_{\text{к}}$ – коэффициент теплоотдачи от изолированной стенки к воздуху,

Вт/(м²·К);

$\alpha_{\text{л}}$ – коэффициент теплоотдачи от изолированной стенки к воздуху путем лучеиспускания, Вт/(м²·К).

Коэффициент α_l рассчитывают по формуле

$$\alpha_l = \frac{c_0 \cdot \varepsilon \left[\left(\frac{T_{вн}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{из}}{100} \right)^4 \right]}{T_{вн} - T_{из}}, \quad (2.18)$$

где C_0 – коэффициент излучения абсолютно черного тела, Вт/(м²·К);

$$C_0 = 5,7;$$

ε – степень черноты тела;

$T_{вн}$ – температура внутри аппарата, °К; $T_{вн} = 273 + t_{вн}$,

$t_{вн}$ – температура внутри аппарата, °С;

$T_{из}$ – температура на изолированной поверхности, °К; $T_{из} = 273 + t_{из}$,

$t_{из}$ – температура на изолированной поверхности, °С, (не более 45 °С).

Коэффициент α_k рассчитывают по формуле

$$\alpha_k = \frac{N_u \cdot \lambda}{L}, \quad (2.19)$$

где N_u – критерий Нуссельта;

λ – коэффициент теплопроводности воздуха, Вт/м²·°С (таблица 2.4);

L – характерный размер тела (цилиндр – диаметр, горизонтальный параллелепипед – ширина, вертикальный параллелепипед – высота).

Таблица 2.4 – Коэффициенты теплопроводности, кинематической вязкости и критерий Прандтля

Температура воздуха, °С	Коэффициент теплопроводности λ , Вт/(м ² ·°С)	Коэффициент кинематической вязкости ν , м ² /(с·10 ⁻⁶)	Критерий Прандтля Pr
10	0,0251	14,16	0,705
20	0,0259	15,06	0,703
30	0,0267	16,00	0,701
40	0,0276	16,96	0,699
50	0,0283	17,95	0,698

Критерий Нуссельта определяют по формуле

$$N_u = c \cdot (G_r \cdot P_r)^h, \quad (2.20)$$

где c и h – эмпирические коэффициенты, выбираются по таблице 2.5;

G_r – критерий Грасгофта;

P_r – критерий Прандтля, приведен в таблица 2.4.

Таблица 2.5 – Значение коэффициентов c и h для воздуха

$G_r \cdot P_r$	c	h
$1 \cdot 10^{-3}$	0,500	0
$1 \cdot 10^{-3} \dots 5 \cdot 10^2$	1,180	1/8
$5 \cdot 10^2 \dots 2 \cdot 10^7$	0,540	1/4
$2 \cdot 10^7 \dots 1 \cdot 10^{18}$	0,135	1/3

Критерий Грасгофта определяют по формуле

$$G_r = \beta \cdot g \cdot \frac{L^3}{\nu^2} (t_{uz} - t_g), \quad (2.21)$$

где β – коэффициент объемного расширения, °С; $\beta = \frac{1}{273 + t_g}$;

t_g – температура воздуха в помещении, °С;

g – ускорение свободного падения, м/с² ($g=9,81$ м/с²);

ν – коэффициент кинематической вязкости, м²/(с·10⁻⁶), выбираемый по таблице 2.3.

Коэффициент теплопередачи рассчитывается по формулам

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{\delta_{изол}}{\lambda_{изол}}}, \quad (2.22)$$

где α – суммарный коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·°С);

$\delta_{ст}$, $\delta_{изол}$ – толщина изолируемой стенки и изоляционного материала, м;

$\lambda_{ст}$, $\lambda_{изол}$ – коэффициент теплопроводности стенки и материала, Вт/(м·°С), выбираемый по таблице 2.6 в зависимости от температуры.

Таблица 2.6 – Коэффициенты теплопроводности материалов

Материал	Температура	Коэффициент теплопроводности, Вт/(м·°С)
Асбест:		
листовой	30	0,12
волокно	50	0,11
Войлок шерстяной	30	0,05
Глина огнеупорная	450	1,04
Дерево сосна	20	0,11
Картон гофрированный	20	0,06
Кирпич:		
изоляционный	100	0,14
строительный	20	0,23...0,30
Кожа	30	0,16
Резина	0	0,16
Стеклянная вата	0	0,04
Алюминий	0	204,00
Броня	20	64,00
Латунь	0	85,50
Сталь	0	45,40
Чугун	0	63,00

$$K = \frac{q}{t_{вн} - t_{в}}, \quad (2.23)$$

где q – количество теплоты, отдаваемой единицей поверхности тела в единицу времени, Вт/м²;

$t_{вн}$ – температура внутри аппарата, °С;

$t_{в}$ – температура воздуха в помещении, °С.

Толщину изоляции можно определить, преобразовав выражение (2.22), по формуле

$$\delta_{изол} = \lambda_{изол} \left(\frac{1}{K} - \frac{1}{\alpha} - \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} \right). \quad (2.24)$$

Пример 2.4. Рассчитать толщину теплоизоляции вакуум-аппарата, изготовленного из стали. Толщина стенки 10 мм. Температура среды в аппарате 118°С. В соответствии с санитарными нормами температура воздуха в помещении не должна превышать 23°С, а температура на поверхности изоляции должна быть не более 45°С. В качестве теплоизоляции используется войлок шерстяной. Характерным размером цилиндрического аппарата является его диаметр, равный 1,5 м.

Решение. Рассчитаем коэффициент теплопередачи от изолируемой стенки к воздуху путем лучеиспускания по формуле (2.18), приняв коэффициент излучения абсолютно черного тела равным $C_0 = 5,7$ Вт/(м²·°К); степень черноты тела для стали $\varepsilon = 0,61$ (таблица 2.3)

$$\alpha_{л} = \frac{c_0 \cdot \varepsilon \left[\left(\frac{T_{вн}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{из}}{100} \right)^4 \right]}{T_{вн} - T_{из}} = \frac{5,7 \cdot 0,61 \left[\left(\frac{273 + 118}{100} \right)^4 - \left(\frac{273 + 45}{100} \right)^4 \right]}{(273 + 118) - (273 + 45)} = 6,096$$

Определим по формуле (2.21) критерий Грасгофта, приняв за характерный размер тела диаметр аппарата $L = 1,5 \text{ м}$

$$G_r = \beta \cdot g \cdot \frac{L^3}{\nu^2} (t_{uz} - t_e) = \frac{1}{273 + 23} \cdot 9,81 \cdot \frac{1,5^3}{(15,3 \cdot 10^{-6})^2} (45 - 23) = 0,104 \cdot 10^{11}$$

Критерий Прандтля для температуры 23^0 выберем из таблица 2.4: $P_r = 0,702$.

Произведение: $G_r \cdot P_r = 0,104 \cdot 10^{11} \cdot 0,702 = 0,73 \cdot 10^{10}$.

Определим критерий Нуссельта по формуле (2.20), выбрав значения коэффициентов c и h для воздуха по таблице 2.5

$$N_u = c \cdot (G_r \cdot P_r)^h = 0,135 (0,73 \cdot 10^{10})^{\frac{1}{3}} = 262,4$$

Определим коэффициент теплопередачи от изолированной стенки к воздуху путем конвекции по формуле (2.19), выбрав по таблице 2.4 коэффициент теплопроводности $\lambda = 0,0259$

$$\alpha_k = \frac{N_u \cdot \lambda}{L} = \frac{262,4 \cdot 0,0259}{1,5} = 4,5$$

Рассчитаем суммарный коэффициент теплоотдачи по формуле (2.17)

$$\alpha = \alpha_k + \alpha_l = 6,0096 + 4,5 = 10,59$$

Определим количество теплоты, отдаваемой единицей поверхности тела в единицу времени по формуле (2.16)

$$q = \alpha (t_{uz} - t_e) = 10,59 \cdot (45 - 23) = 231$$

Определим коэффициент теплопередачи по формуле (2.23)

$$K = \frac{q}{t_{вн} - t_{в}} = \frac{231}{118 - 23} = 2,43$$

Определим толщину теплоизоляции аппарата (м) по формуле (2.24), выбрав по таблице 2.6 коэффициенты теплопроводности стенки (сталь) и материала изоляции (войлок) $\lambda_{ст}$, $\lambda_{изол}$, Вт/(м·°С):

$$\delta_{изол} = \lambda_{изол} \left(\frac{1}{K} - \frac{1}{\alpha} - \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} \right) = 0,05 \left(\frac{1}{2,43} - \frac{1}{10,59} - \frac{0,01}{45,4} \right) = 0,015 \text{ м}$$

Вывод: Толщина теплоизоляционного слоя из войлока шерстяного 0,015 м.

2.5 Расчет средств защиты от электромагнитных полей

Эффективность экранирования сплошного экрана удовлетворяет неравенству

$$\mathcal{E} > e^{\frac{d}{\delta}}, \quad (2.25)$$

где \mathcal{E} – эффективность экранирования, дБ;

d – толщина материала экрана, м;

δ – глубина проникновения поля в экран, м;

e – основание натурального логарифма ($e = 2,718$).

Глубина проникновения поля в экран (м) определяется по формуле

$$\delta = \frac{1}{k} = \frac{1}{\sqrt{\omega \cdot \gamma \cdot \mu_s}} = \frac{1}{\sqrt{\pi \cdot f \cdot \gamma \cdot \mu_s}} \quad (2.26)$$

где k – коэффициент затухания;

μ_3 – абсолютная магнитная проницаемость материала экрана, Гн/м (Генри/м);

γ – электрическая проводимость, 1/Ом·м (для алюминия $\gamma = 3,55 \cdot 10^7$ 1/Ом·м, для стали $\gamma = 1 \cdot 10^7 \dots 10^5$ 1/Ом·м);

ω – круговая частота электромагнитных колебаний, $\omega = 2\pi f$,

f – частота волны, Гц.

Абсолютная магнитная проницаемость материала экрана (Гн/м) определяется по формуле

$$\mu_3 = \mu_0 \cdot \mu'_3 \quad (2.27)$$

где μ_0 – магнитная проницаемость вакуума, Гн/м ($\mu_0 = 4\pi \cdot 10^{-7}$ Гн/м);

μ'_3 – относительная магнитная проницаемость, Гн/м (для немагнитных материалов $\mu'_3 = 1$; для алюминия $\mu'_3 = 1$; $\mu_3 = 4\pi \cdot 10^{-7}$ Гн/м; для стали $\mu'_3 = 2000$; $\mu_3 = 8\pi \cdot 10^{-4}$ Гн/м).

Как правило, глубина проникновения поля в экран меньше 1 мм, но исходя из соображений прочности экрана, толщину его стенок d следует принимать не менее 1 мм. При этом $d > \delta$.

Толщина экрана, обеспечивающая заданное ослабление электромагнитного поля \mathcal{E} , может быть рассчитана по формуле

$$d = \frac{\ln \mathcal{E}}{k}, \quad (2.28)$$

где \ln – логарифм натуральный;

\mathcal{E} – степень ослабления электромагнитного поля (эффективность экранирования), дБ;

k – коэффициент затухания потока мощности.

Эффективность защиты будет велика, если толщина материала экрана существенно превосходит глубину проникновения $d \gg \delta$. Эффективность экранирования различных материалов приведена в таблица 2.7.

Таблица 2.7 – Эффективность экранирования полей высоких частот

Вид экрана	Материал экрана	Частота, кГц				
		10	100	1000	10000	100000
Металлические листы толщиной 0,5 мм	Сталь	$2,5 \cdot 10^6$	$5 \cdot 10^8$	$>10^{12}$	$>10^{12}$	$>10^{12}$
	Медь	$5 \cdot 10^6$	$1 \cdot 10^7$	$6 \cdot 10^8$	$>10^{12}$	$>10^{12}$
	Алюминий	$3 \cdot 10^6$	$4 \cdot 10^6$	$1 \cdot 10^8$	$>10^{12}$	$>10^{12}$
Металлические сетки	Медь (диаметр проволоки 0,1 мм, ячейки 1x1 мм)	$3,5 \cdot 10^6$	$3 \cdot 10^5$	$1 \cdot 10^5$	$1,5 \cdot 10^4$	$1,5 \cdot 10^4$
	Медь (диаметр проволоки 1мм, ячейка 10x10 мм)	$1 \cdot 10^6$	$1 \cdot 10^5$	$1,5 \cdot 10^4$	$1,5 \cdot 10^3$	$1,5 \cdot 10^2$
	Сталь (диаметр проволоки, 0,1мм, ячейка 1x1 мм)	$6 \cdot 10^4$	$5 \cdot 10^4$	$1,5 \cdot 10^4$	$4 \cdot 10^3$	$9 \cdot 10^2$
	Сталь (диаметр проволоки 1мм, ячейка 10x10 мм)	$2 \cdot 10^5$	$5 \cdot 10^4$	$2 \cdot 10^4$	$1,5 \cdot 10^3$	$1,5 \cdot 10^2$

3 Производственный шум

3.1 Общие сведения

Многие производственные процессы сопровождаются шумом и вибрацией, длительное воздействие которых ведёт к развитию профессиональных заболеваний, а также может служить причиной травм на производстве. В качестве звука мы воспринимаем упругие колебания среды - газа, жидкости и твердого тела, распространяющиеся волнообразно в воздухе .

Процесс возникновения воздушного звука механического происхождения упрощенно можно представить с помощью колебания механического стержня (рисунок 3.1).

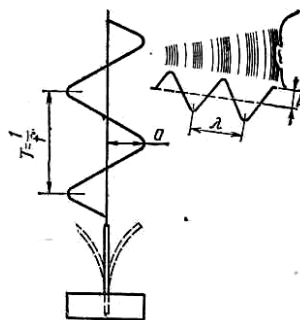


Рисунок 3.1 - Образование звука при механических колебаниях стержня

Сочетание звуков различной частоты и интенсивности представляет собой шум.

Звуки, распространяющиеся в воздухе, вызывают *воздушный шум*. При колебаниях, распространяющихся в твердых телах, возникает *структурный шум*. В твердых телах, имеющих конечные размеры, колебательный процесс проявляется в форме *вибрации*.

Достигнув барабанной перепонки уха, звуковая волна вызывает ее колебания. Далее эти колебания воспринимаются слуховыми органами, передаются в слуховые центры головного мозга и создают ощущение звука.

Неслышимые звуки (инфра- и ультразвук) не вызывают слуховых ощущений, но также, как и шум оказывают неблагоприятное действие на человека

(рисунок 3.2). Наибольшая острота слуха у людей наблюдается в возрасте 15...20 лет, с возрастом слух ухудшается.

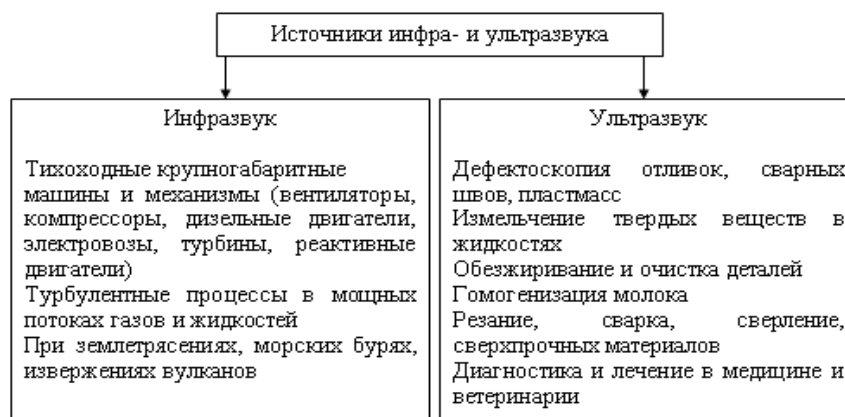


Рисунок 3.2 - Источники инфразвука и ультразвука

Шум является одним из главных неблагоприятных производственных факторов. При длительном воздействии шума у работников отмечаются следующие отклонения в состоянии здоровья и работоспособности: учащение пульса, дыхания, головокружение, головная боль; повышение расхода энергии; переутомление; ослабление внимания; повышение нервной возбудимости; уменьшение скорости мышления; снижение работоспособности и производительности труда на 15 - 20 %; предрасположенность к травмам; снижение слуха (тугоухость); потеря слуха (глухота); шумовая болезнь (профессиональная).

Скорость распространения звука в воздухе при температуре 20°C и нормальном атмосферном давлении равна 344 м/с, в резине - 150, в пробке - 500, в воде - 1500, в дереве - 3500, в железобетоне - 4500, в стали - 5000, в стекле - 5200 м/с.

3.2 Классификация и основные характеристики шума

Шум подразделяют на несколько группировок: по источнику образования; по частоте; по характеру спектра; по времени действия (рисунок 3.3).

Основные физические характеристики любого колебательного движения: период T и амплитуда A колебаний, а применительно к звуку - частота f и интенсивность J колебаний.

Частота - одна из основных характеристик, по которой мы различаем звук.



Рисунок 3.3 - Классификация шума

Частота колебаний - это число полных колебаний (периодов) за одну секунду (Гц). Частота колебаний, вызывающих слуховое ощущение звука, находится в пределах от 20 до 20 000 Гц. Ухо человека наиболее чувствительно к звукам частотой от 1000 до 3000 Гц. Неслышимые звуки частотой до 20 Гц и выше 20 000 Гц называются инфра- и ультразвуками. *Периодом колебаний* называется время, в течение которого совершится одно полное колебание. *Амплитуда колебаний* (м) определяет давление и силу звучания: чем она больше, тем больше звуковое давление и громче звук. В воздухе звуковая волна распространяется от источника механических колебаний в виде сгущения и разрежения, вызывая повышение или понижение давления воздуха. Разность между этим давлением воздушной среды и атмосферным называется *звуковым давлением*. *Интенсивностью звука* называют поток звуковой энергии, проходящий в единицу времени через площадь, перпендикулярную распространению звука.. За единицу интенсивности звука принят 1 Вт/м².

Интенсивность звука равна

$$J = P \cdot v, \quad (3.1)$$

где P - давление звука, Па;

v - колебательная скорость, м/с.

Величина порогового давления зависит от частоты звука.

Порог слышимости на частотах 1000...5000 Гц соответствует звуковому давлению $P_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ Па и интенсивности звука $J_0 = 10^{-12}$ Вт/м².

Порог болевого ощущения соответствует максимально воспринимаемым звукам, давление которых $P_6 = 2 \cdot 10^2$ Па, а интенсивность $J_6 = 10^2$ Вт/м².

В связи с тем, что значения интенсивности звука и звукового давления изменяются в очень широких пределах, а ухо человека способно реагировать на относительное изменение интенсивности, а не на абсолютное, были введены логарифмические величины - уровни звукового давления и интенсивности. Ощущения человека, возникающие при различных раздражениях, в частности при шуме, пропорциональны логарифму количества энергии раздражителя (закон Вебера - Фехнера).

Уровень интенсивности (силы) звука L_J (дБ) определяется по выражению

$$L_J = 10 \cdot \lg \frac{J}{J_0}, \quad (3.2)$$

где J - фактическое значение силы звука, Вт/м²;

J_0 – пороговое значение силы звука, Вт/м² ($J_0 = 10^{-12}$ Вт/м²);

\lg – логарифм десятичный.

Уровень звукового давления L_P (дБ) определяется по формуле

$$L_P = 20 \cdot \lg \frac{P}{P_0}, \quad (3.3)$$

где P - фактическое значение звукового давления, Па;

P_0 - пороговое значение звукового давления, Па ($P_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ Па).

В логарифмической шкале слышимый диапазон лежит в интервале 0...140 дБ.

На рисунок 3.4 представлена классификация шума по источнику образования; по частоте; по характеру спектра; по времени действия.

Важной характеристикой шума является его спектр. *Спектр шума* представляет собой зависимость уровней звука (дБ) от частоты (Гц). В зависимости от характера шума спектр его может быть линейным, сплошным и смешанным.

В *линейных спектрах* составляющие спектра (амплитуды звукового поля в дБ) отделены друг от друга значительными частотными интервалами.

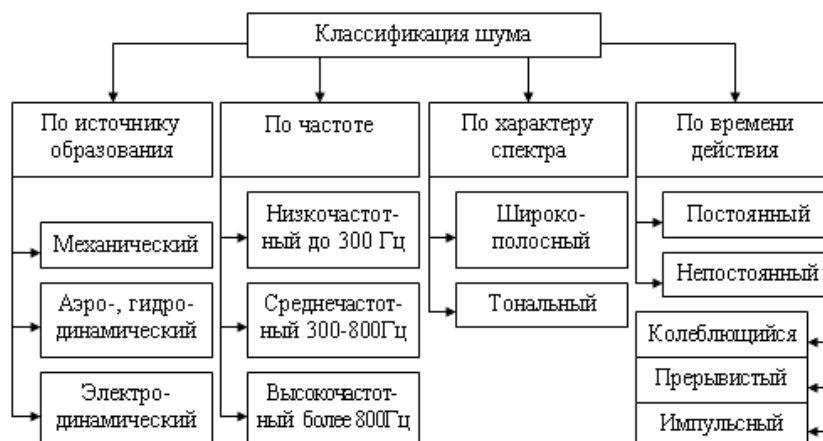


Рисунок 3.4 - Классификация шума

У *сплошного спектра* составляющие следуют друг за другом непрерывно.

В сельскохозяйственном производстве преобладающим является смешанный спектр.

В спектре весь звуковой диапазон частот разделен на восемь октав, среднегеометрическими частотами которых по международному соглашению являются: 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000, 8000 Гц.

Каждый источник шума характеризуется звуковой мощностью. *Звуковая мощность* – это общее количество звуковой энергии, излучаемой источником шума в окружающее пространство за единицу времени. Уровень звуковой мощности можно рассчитать по формуле

$$L_w = 10 \cdot \lg \frac{W}{W_0}, \quad (3.4)$$

где W - фактическое значение звуковой мощности, Вт;

W_0 - пороговое значение звуковой мощности, Вт ($W_0 = 10^{-12}$ Вт).

Нормирование шума приводят двумя методами:

- по предельному спектру шума в активных полосах частот в дБ (для нормирования постоянного шума);

- по интегральному показателю (уровню звука) в дБ.

Интегральный показатель по всему диапазону частот измеряется по шкале А шумомера (дБА), которая предназначена для ориентировочной оценки постоянного и непостоянного шума и отражает субъективное восприятие шума человека.

Нормируемые параметры шума на рабочих местах определены ГОСТ 12.1.003 (таблица 3.1).

Таблица 3.1 – Нормативные значения уровней шума (ГОСТ 12.1.003)

Рабочие места	Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц								Уровни звука и эквивалентные уровни, дБА
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Помещения конструкторских бюро программистов вычислительных машин, лабораторий для теоретических работ и обработки экспериментальных данных	71	61	54	49	45	42	40	38	50
Помещения управления, рабочие комнаты	79	70	68	63	55	52	50	49	60
Кабинеты наблюдений и дистанционного управления:	94	87	82	78	75	73	71	70	80
- без речевой связи по телефону									
- с речевой связью по телефону	83	74	68	63	60	57	55	54	65

Продолжение таблицы 3.1

Помещения и участки точной сборки, машинописные бюро	83	74	68	63	60	57	55	54	65
Помещения лабораторий для проведения экспериментальных работ	94	87	72	78	75	73	71	70	80
Постоянные рабочие места и рабочие зоны в производственных помещениях и на территории предприятия, постоянные рабочие места стационарных машин.	99	92	86	83	80	78	76	74	85

3.3 Расчет суммарного уровня шума

Суммарный уровень звукового давления от нескольких источников шума рассчитывают по общей формуле [34]

$$L = 10 \cdot \lg(10^{L_1/10} + 10^{L_2/10} + \dots + 10^{L_n/10}), \quad (3.5)$$

где L_1, L_2, \dots, L_n – уровни звукового давления каждого из источников, дБ.

Суммарный шум от нескольких одинаковых источников с уровнем силы звука или звукового давления L_1 (дБ) можно определить из выражения

$$L = L_1 + 10 \cdot \lg n \quad (3.6)$$

где n – число источников шума;

L_1 – уровень шума одного источника, дБ.

В зависимости от числа источников второе слагаемое в формуле (3.6) $10 \cdot \lg n$ можно определить по таблице 3.2.

Таблица 3.2 – К расчету суммарного уровня шума от n одинаковых источников

Число источников шума, n	1	2	3	4	5	6	8	10	20	30	40	100
$10 \lg n$	0	3	5	6	7	8	9	10	13	15	16	20

Шум электрической машины складывается из магнитного, аэродинамического и механического шума. Ориентировочно уровень шума (дБ) электрических машин мощностью от 1 до 100 кВт можно определить по эмпирической формуле

$$L = 10 \cdot \lg N + 20 \cdot \lg \omega + (8 \dots 10), \quad (3.7)$$

где N – номинальная мощность машины, кВт;

ω – число оборотов, об/мин.

Суммарный шум от нескольких источников с разными уровнями силы звука или звукового давления ($L_1 \neq L_2 \neq \dots \neq L_n$) рассчитывают по формуле

$$L = L_{\bar{c}} + \Delta L, \quad (3.8)$$

где $L_{\bar{c}}$ – больший из складываемых источников шума, дБ.

Δ (δ) – «добавка» при сложении уровней от двух источников, дБ (таблица 3.3).

Таблица 3.3 - Таблица для определения добавки Δ (δ)

$L_{max} - L_{min}$	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	15
Δ (δ)	3	2,5	2,1	1,8	1,5	1,2	1	0,8	0,65	0,55	0,45	0,35	0,27	0

Данный метод получил название парного суммирования. Для удобства вычислений источники шума следует располагать в порядке возрастания и

брать последовательно пары, где $L_1 > L_2$, включая в каждую следующую пару суммарный шум от предыдущих источников.

Пример 3.1. Определить фактическую интенсивность звука для источников с уровнями интенсивности $L_1 = 40$ дБ, $L_2 = 65$ дБ, $L_3 = 80$ дБ, $L_4 = 100$ дБ. Найти суммарный уровень шума для всех источников.

Решение. Определим фактическую силу звука для каждого источника, выразив из формулы (3.2) J и принимая порог слышимости $J_0 = 10^{-12}$ Вт/м²

$$L_j = 10 \cdot \lg \frac{J}{J_0} = 10 \cdot \lg J - 10 \cdot \lg J_0;$$

$$10 \cdot \lg J = L_j + 10 \cdot \lg J_0$$

Для первого источника $\lg J = 40/10 + \lg 10^{-12} = 4 - 12 = -8$; $J = 10^{-8}$ Вт/м².

Для второго источника $J = 10^{-5,5}$ Вт/м².

Для третьего источника $J = 10^{-4}$ Вт/м².

Для четвертого источника $J = 10^{-2}$ Вт/м².

Определим суммарный шум по формуле (3.8) для источников $L_1 = 40$ дБ, $L_2 = 65$ дБ, выбрав добавку Δ по таблице 3.3: $L_2 - L_1 = 15$ дБ, добавка $\Delta = 0$ дБ

$$L_{1-2} = L_2 + \Delta = 65 + 0 = 65 \text{ дБ.}$$

Определим суммарный шум для источников $L_{1-2} = 65$ дБ и $L_3 = 80$ дБ. Так как разница между источниками 15 дБ, добавка $\Delta = 0$ дБ. Суммарный шум будет равен уровню силы звука большего источника $L_{1-2-3} = 80$ дБ, добавка $\Delta = 0$ дБ. Суммарный шум будет равен уровню силы звука большего источника $L_{1-2-3-4} = 100$ дБ.

Определим суммарный шум для источников $L_{1-2-3} = 80$ дБ и $L_4 = 100$ дБ. Разница между ними 20 дБ, поэтому добавка $\Delta = 0$ дБ. Суммарный шум равен 100 дБ.

Вывод. Суммарный шум от всех источников равен 100 дБ.

Пример 3.2. Найти суммарный уровень шума для источников с уровнями силы звука

$$L_1 = 60 \text{ дБ}, L_2 = 65 \text{ дБ}, L_3 = 67 \text{ дБ}, L_4 = 70 \text{ дБ}.$$

Решение. Определим суммарный шум по формуле (3.8) для источников $L_1 = 60 \text{ дБ}$, $L_2 = 65 \text{ дБ}$, выбрав добавку Δ по таблице 3.3: $L_2 - L_1 = 5 \text{ дБ}$, добавка $\Delta = 1,2 \text{ дБ}$

$$L_{1-2} = L_2 + \Delta = 65 + 1,2 = 66,2 \text{ дБ}.$$

Определим суммарный шум для источников $L_{1-2} = 66,2 \text{ дБ}$ и $L_3 = 67 \text{ дБ}$. Так как разница между источниками $0,8 \text{ дБ}$, добавка $\Delta = 2,7 \text{ дБ}$.

Суммарный шум от трех источников $L_{1-2-3} = 67 + 2,7 = 69,7 \text{ дБ}$.

Определим суммарный шум для источников $L_{1-2-3} = 69,7 \text{ дБ}$ и $L_4 = 70 \text{ дБ}$. Так как разница между источниками $0,3 \text{ дБ}$, добавка $\Delta = 2,9 \text{ дБ}$.

Суммарный шум от всех источников $L_{1-2-3-4} = 70 + 2,9 = 72,9 \text{ дБ}$.

Вывод. Суммарный шум от всех источников равен $72,9 \text{ дБ}$.

Пример 3.3. Найти суммарный уровень шума от 2 двигателей с уровнями силы звука

$$L_1 = L_2 = 80 \text{ дБ}.$$

Решение. Так как источники одинаковые, воспользуемся формулой (3.6) для определения суммарного уровня шума

$$L = L_1 + 10 \lg n = 80 + 10 \lg 2 = 80 + 10 \cdot 0,3 = 83 \text{ дБ}.$$

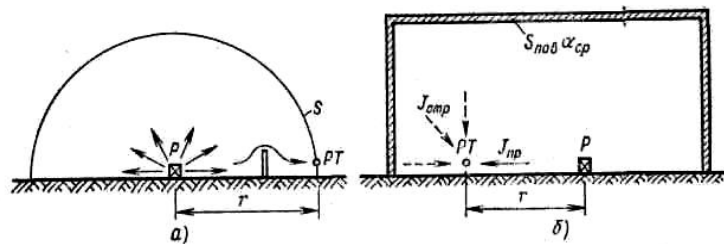
Вывод. Суммарный шум от двух источников равен 83 дБ .

3.4 Расчет требуемого снижения шума

Задачами акустического расчета являются:

- определение уровня звукового давления от источника шума P в расчетной точке (РТ), на рабочем месте;
- определение необходимого снижения шума;
- разработка инженерных мероприятий по снижению шума для допустимого.

В зависимости от того, где находится расчетная точка - в открытом пространстве или в помещении (рисунок 3.5), применяют различные расчетные формулы .



а - расчетная точка в открытом пространстве; б - расчетная точка в помещении

Рисунок 3.5 - Схема определения расчетной точки

При действии источника шума со звуковой мощностью W (рисунок 3.5, а) интенсивность шума J в расчетной точке определяется выражением

$$J = \frac{W \cdot \Phi}{S_{изл} \cdot K}, \quad (3.9)$$

где Φ - фактор направленности;

K - коэффициент, показывающий, во сколько раз ослабевает шум на пути распространения при наличии препятствий и затухания в воздухе;

$S_{изл}$ - площадь полусферы, на которую распределяется излучаемая энергия; в частности, если источник находится на ровной поверхности

$$S_{изл} = 2 \cdot \pi \cdot r^2, \quad (3.10)$$

где r - расстояние между источником звука и точкой наблюдения (рисунок 3.5).

Звуковые волны в помещении многократно отражаются, что приводит к увеличению шума на 10-15 дБ. Интенсивность звука J (рисунок 3.5, б) складывается из интенсивности прямого звука J_{np} , идущего непосредственно от источника звука, и интенсивности отраженного звука $J_{отр}$

$$J = J_{np} + J_{отр} = \frac{W \cdot \Phi}{4 \cdot \pi \cdot r^2} + \frac{4 \cdot W}{B}, \quad (3.11)$$

где B – постоянная помещения, m^2 ;

$$B = \frac{A}{1 - \alpha_{cp}}, \quad (3.12)$$

где A – эквивалентная площадь поглощения, m^2 ;

$$A = \alpha_{cp} \cdot S_{изл}, \quad (3.13)$$

α_{cp} – средний коэффициент звукопоглощения внутренних поверхностей помещения (в производственных помещениях $\alpha_{cp} = 0,1 \dots 0,4$);

Постоянная помещения B может быть принята равной эквивалентной площади поглощения A , т.е. $B \approx A$, или определена по формуле

$$B = B_{1000} \cdot \mu, \quad (3.14)$$

где B_{1000} - постоянная помещения на среднегеометрической частоте 1000 Гц, определяемая в зависимости от объема помещения V (m^3) по таблице 3.4;
 μ – частотный множитель (таблица 3.5).

Рассчитать уровень звукового давления (дБ) в искомой точке можно по формуле

$$L = L_w + 10 \cdot \lg\left(1 + \frac{4}{\alpha_{np} \cdot S}\right), \quad (3.15)$$

где L_w – уровень звуковой мощности источника шума, дБ;

α_{np} – приведенный к единице площади S коэффициент звукопоглощения внутренних поверхностей помещения (в производственных помещениях $\alpha_{cp} = 0,1 \dots 0,4$);

S - удельная площадь, приходящаяся на один источник шума, м².

Таблица 3.4 - Значения постоянной помещения B_{1000} в зависимости от объема V

Помещение	B_{1000} ,
С небольшим количеством людей (цеха металлообработки, вентиляционные)	$V/20$
С жесткой мебелью и большим числом людей или с небольшим числом людей и мягкой мебелью (лаборатории, ткацкие, деревообрабатывающие цеха, кабинеты)	$V/10$
С большим числом людей и мягкой мебелью (комнаты управлений, залы конструкторских бюро, учебные аудитории, жилые помещения, рестораны)	$V/6$
Помещения со звукопоглощающей облицовкой потолка и части стен	$V/1,5$

Таблица 3.5 - Значения частотного множителя μ для помещений различных объемов

Объем помещения, м ³	Частотный множитель μ на среднегеометрических частотах,							
	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

Если источник шума и расчетную точку разделяют какие-либо препятствия, например, кабины, кожухи, перегородки, экраны, то в формулу (3.15) нужно добавить со знаком «-» величину снижения уровня звуковой мощности.

Требуемое снижение уровня шума определяется по формуле

$$\Delta L_{TP} = L - L_N, \quad (3.16)$$

где L – фактический суммарный уровень шума в помещении или уровень шума оборудования (дБ), определенный по формулам (3.5), (3.6), (3.7) или (3.8);

L_N – нормативное значение уровней шума, дБ (таблица 3.1).

Пример 3.4. Определить требуемый уровень снижения шума в отделении фасования кваса, в котором находятся 4 автомата, создающие шум со следующими уровнями: $L_1 = 96$ дБ, $L_2 = 88$ дБ, $L_3 = 94$ дБ, $L_4 = 91$ дБ. Предельно допустимый уровень шума в цехе должен быть не более 80 дБ.

Решение. Так как в цехе находятся источники с разными уровнями шума, воспользуемся методом парного суммирования и определим суммарный уровень шума по формуле (3.8).

Для пары $L_2 = 88$ дБ, $L_4 = 91$ дБ (разница между ними 3 дБ, $\Delta = 1,7$) суммарный уровень шума $L_{2-4} = L_6 + \Delta = 91 + 1,7 = 92,7$ дБ.

Для пары $L_{2-4} = 92,7$ дБ, $L_3 = 94$ дБ (разница между ними 1,3 дБ, $\Delta = 2,3$) суммарный уровень шума $L_{2-4-3} = L_6 + \Delta = 94 + 2,3 = 96,3$ дБ.

Для пары $L_{2-4-3} = 96,3$ дБ, $L_1 = 96$ дБ (разница между ними 0,3 дБ, $\Delta = 2,9$) суммарный уровень шума $L_{2-4-3-1} = L_6 + \Delta = 96,3 + 2,9 = 99,2$ дБ.

Требуемый уровень снижения шума до нормативного определим по формуле (3.16)

$$\Delta L_{TP} = L - L_N = 99,2 - 80 = 19,2 \text{ дБ.}$$

Вывод. Требуемое снижение шума в помещении 19,2 дБ.

3.5 Звукопоглощение

Звукопоглощение осуществляется использованием звукопоглощающей способности материалов и конструкций, при размещении которых в производственных помещениях снижается уровень шума (рисунок 3.6).

Звукопоглощающие материалы подразделяют на классы: волокнисто-пористые поглотители; мембранные поглотители; резонаторные поглотители, представляющие собой специальные конструкции, основанные на акустических свойствах резонатора Гельмгольца; комбинированные поглотители, использующие вышеперечисленные звукопоглощающие материалы .

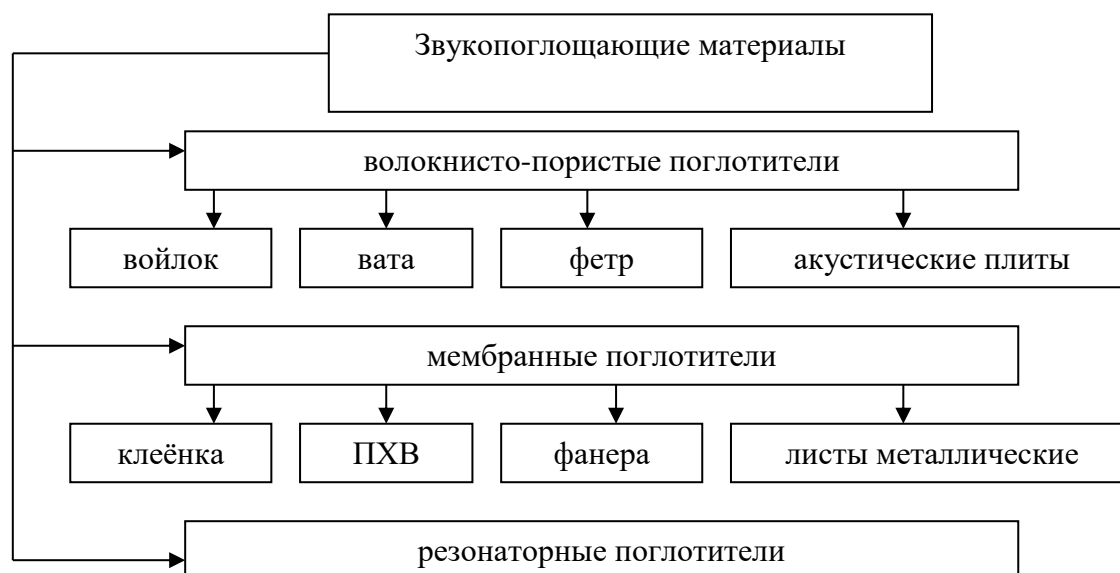


Рисунок 3.6 - Звукопоглощающие материалы

Классический резонатор Гельмгольца (рисунок 3.7) состоит из воздушной полости, соединенной суженной горловиной с окружающим воздухом.

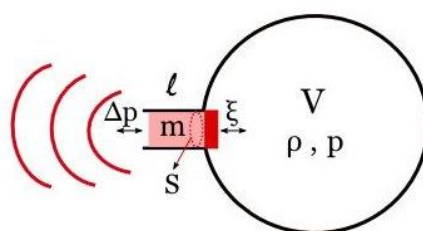


Рисунок 3.7 - Схема резонатора Гельмгольца

В этой системе массой m является масса воздуха, заключенная в горле резонатора, вместе с соколеблющейся массой наружного воздуха, находящейся около отверстия горла, а упругость k создается воздухом, заключенным внутри расширенной полости резонатора.

Способность поглощения звука материалами и специальными конструкциями оценивается коэффициентом звукопоглощения α (таблица 3.6), который представляет собой отношение звуковой энергии поглощенной $E_{\text{погл}}$, к энергии, на него падающей $E_{\text{пад}}$.

Коэффициенты звукопоглощения материалов и конструкций определяются опытным путем и их значения зависят от частоты падающего на них звука.

Звукопоглощающие материалы для облицовки стен и потолка помещений должны обладать достаточно высоким коэффициентом звукопоглощения в требуемом диапазоне частот; обладать долговечностью, соответствующей долговечности здания; не выделять вредных для здоровья пыли и газов, а также неприятных запахов; обладать малой гигроскопичностью; быть негорючими.

Для расчета звукопоглощения необходимо знать акустические характеристики помещения: B – постоянная помещения, м^2 ; A – эквивалентная площадь звукопоглощения, м^2 ; α – средний коэффициент звукопоглощения.

Постоянную B акустически необработанного помещения можно рассчитать по формуле (3.14).

Выбор типа звукопоглощающего материала, его толщины и конструктивное исполнение определяются в первую очередь частотами, на которых нужно уменьшить интенсивность шума, а также рядом технологических и противопожарных требований.

Таблица 3.6 - Коэффициенты звукопоглощения материалов и конструкций (α_l)

Материалы и конструкции	Толщина слоя, мм	Среднегеометрическая частота октавных полос, Гц						
		125	250	500	1000	2000	4000	8000
Бетон	20	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03	0,04	-
Маты АТМ – 50П	70	0,36	0,76	0,98	0,91	0,88	0,64	0,47
Маты АТМ – 50П (2 слоя)	140	0,93	0,99	0,98	0,91	0,88	0,64	0,47
Плиты АГШ–Б–500	10	0,07	0,44	0,72	0,56	0,40	0,30	0,28
Плиты ПА/О	20	0,01	0,17	0,68	0,98	0,86	0,45	0,28
–ПА/С	20	0,05	0,21	0,66	0,91	0,95	0,89	0,76
–ПП/80	50	0,14	0,52	0,90	0,99	0,92	0,89	0,78
–ПП/80	100	0,50	0,92	0,98	0,95	0,91	0,82	0,75
"Стилит"	–	0,43	0,98	0,99	0,99	0,95	0,80	-
Тонкая алюминиевая стружка	40	0,18	0,35	0,55	0,67	0,63	0,63	-
Фанера	3	0,20	0,28	0,26	0,09	0,12	0,11	-
Холст СТВ	50	0,11	0,34	0,83	0,92	0,93	0,81	0,71
Холст СТВ (2 слоя)	100	0,28	0,82	0,97	0,93	0,99	0,85	0,75
Войлок	25	0,18	0,36	0,71	0,79	0,82	0,85	-
Деревянная обшивка		0,10	0,11	0,11	0,08	0,08	0,11	-
Кирпичная стена		0,02	0,02	0,03	0,04	0,05	0,07	-
Мрамор		0,01	–	0,01	–	0,015	-	-
Стекло одинарное		0,03	–	0,027	–	0,02	–	-
Стекловата	90	0,32	0,40	0,51	0,60	0,65	0,60	0,32
Х/б ткань		0,03	0,04	0,11	0,17	0,24	0,35	-
Штукатурка гипсовая		0,013	0,015	0,02	0,028	0,04	0,05	-
Штукатурка известковая		0,25	0,045	0,06	0,085	0,043	0,058	-
Ковры, ковровые дорожки		0,12	0,14	0,23	0,32	0,38	0,42	0,43

Общее снижение шума ΔL в помещении при установке звукопоглощающих конструкций рассчитывается по формуле

$$\Delta L = 10 \cdot \lg \frac{A_2}{A_1}, \quad (3.17)$$

где A_1 - полное звукопоглощение до установки звукопоглощающих конструкций в помещении, m^2 ;

A_2 - то же, после установки звукопоглощающих конструкций, m^2 .

Полное звукопоглощение в помещении A равно

$$A = \sum_{i=1}^n \alpha_i \cdot S_i + \sum_{j=1}^m A_j, \quad (3.18)$$

где α_i - коэффициент звукопоглощения данного строительного материала или конструкции (таблица 3.7);

S_i - площадь рабочей поверхности звукопоглощающего материала или конструкции, м²;

A_j - полное звукопоглощение отдельных предметов, м².

Таблица 3.7 - Звукопоглощающие свойства строительных конструкций и предметов

Конструкция или материал	Частота звуковых колебаний, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
	Коэффициент звукопоглощения α							
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Строительные конструкции и материалы								
Стены кирпичные, неоштукатуренные, шлакобетонные, асбестоцементные плиты	0,02	0,02	0,02	0,02	0,04	0,05	0,06	0,06
Стены, оштукатуренные без покраски или с клеевой покраской	0,02	0,02	0,02	0,03	0,04	0,04	0,05	0,05
Стены, оштукатуренные с масляной покраской	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,02
Перекрытия, полы и стены бетонные с затиркой, метлахская плитка	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03	0,03	0,04
Полы дощатые	0,1	0,1	0,11	0,11	0,08	0,08	0,09	0,11
Полы паркетные.	0,04	0,04	0,04	0,06	0,07	0,07	0,07	0,07
Линолеум, поливинилхлоридная плитка и поливинилацетатные полы	0,02	0,03	0,04	0,03	0,03	0,04	0,04	0,04
Стеклопластики	0,008	0,008	0,01	0,012	0,014	0,015	0,016	0,016
Окна двойные (в деревянных переплетах)	0,3	0,2	0,15	0,1	0,1	0,06	0,06	0,04
Остекленные перегородки и окна одинарные	0,04	0,04	0,03	0,03	0,03	0,02	0,02	0,02
Поглощение открытыми проемами								

Продолжение таблицы 3.7

Открытое окно, сообщающееся с атмосферой		1	1	1	1	1	1	1
Дверь или проем, открытые в соседнее помещение	-	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Вентиляционная решетка		0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25
Звукопоглощающие объекты (площадь звукопоглощения, м ²)								
Люди (один человек)	-	0,25	0,3	0,4	0,43	0,45	0,45	0,5
Стол с кульманом и стул	-	-	0,57	0,5	0,53	0,51	0,55	0,65
Стул жесткий	-	0,02	0,02	0,02	0,02	0,03	0,03	0,03
Стул мягкий	-	0,08	0,1	0,15	0,15	0,15	0,2	0,2

Звукопоглощение акустически необработанных помещений (м²) может быть приближенно определено по формуле

$$A_1 = 0,35 \cdot \sqrt[3]{V^2}, \quad (3.19)$$

где V – объем помещения, м³.

Эквивалентную площадь звукопоглощения акустически необработанного помещения для каждой октавной полосы можно рассчитать по формуле

$$A = \frac{B}{\frac{B}{S} + 1}, \quad (3.20)$$

где B – постоянная помещения, м²;

S – общая суммарная площадь ограждающих поверхностей помещения, м².

Зона отраженного звука определяется величиной предельного радиуса r_{np} , т.е. расстоянием от источника шума, на котором уровень звукового давления отраженного звука равен уровню звукового давления прямого звука, излучаемого данным источником.

Когда в помещении находится n одинаковых источников шума, предельный радиус определяется из выражения

$$r_{np} = 0,2 \cdot \sqrt{\frac{B_{8000}}{n}}, \quad (3.21)$$

где B_{8000} – постоянная помещения на частоте 8000 Гц ($B_{8000} = B_{1000} \cdot \mu_{8000}$).

Максимальное снижение уровня звукового давления в каждой октавной полосе при применении звукопоглощающих покрытий в расчетной точке, расположенной в зоне отраженного звука, определяется по формуле

$$\Delta L_{\max} = 10 \cdot \lg \frac{B'}{B}, \quad (3.22)$$

где B' – постоянная помещения после установки в нем звукопоглощающих конструкций, м^2 .

Постоянная B' в акустически обработанном помещении рассчитывается по формуле

$$B' = \frac{(A' + \Delta A)}{1 - \alpha_1}, \quad (3.23)$$

где A' – эквивалентная площадь звукопоглощения поверхностями, не занятыми звукопоглощающей облицовкой, м^2 ;

ΔA – величина суммарного добавочного поглощения, вносимого конструкцией звукопоглощающей облицовки или штучными поглотителями, м^2 ;

α_1 – средний коэффициент звукопоглощения акустически обработанного помещения, $\alpha_1 = (A' + \Delta A)/S$.

Эквивалентная площадь звукопоглощения поверхностями, не занятыми звукопоглощающей облицовкой, рассчитывается по формуле

$$A' = \alpha \cdot (S - S_{обл}), \quad (3.24)$$

где α – средний коэффициент звукопоглощения в помещении

до его акустической обработки; $\alpha = B/(B+S)$;

S – общая суммарная площадь ограничивающих помещение поверхностей, м²;

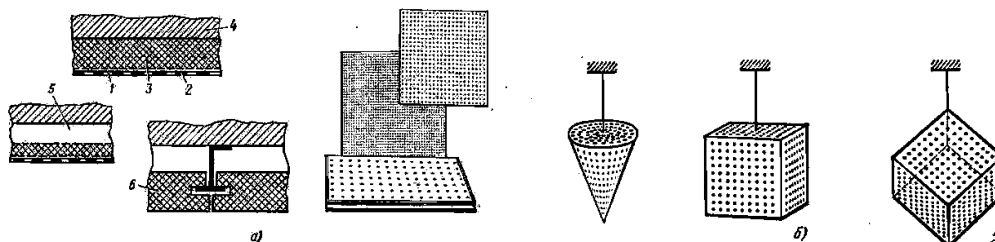
$S_{обл}$ – площадь облицованных поверхностей, м².

Величина суммарного добавочного поглощения, вносимого конструкцией звукопоглощающей облицовки или штучными поглотителями (рисунок 3.8) , определяется из выражения

$$\Delta A = \alpha_1 \cdot S_{обл} + A_{шт} \cdot n, \quad (3.25)$$

где $A_{шт}$ - эквивалентная площадь поглощения одного штучного поглотителя, м²;

n – число штучных поглотителей.



а - звукопоглощающие облицовки б - штучные звукопоглотители

(1 - защитный перфорированный слой; 2 - защитная стеклоткань; 3 - звукопоглощающий материал; 4 - стена или потолок; 5 - воздушный промежуток; 6 - плита из звукопоглощающего материала);

Рисунок 3.8 - Акустическая обработка помещений

При акустической обработке помещений звукопоглощающие материалы располагают вдоль стен и потолка или в виде объемных звукопоглощающих конструкций под потолком. Штучные звукопоглотители выполняются в виде кубов, сфер, конусов и т.д. Их коэффициент звукопоглощения больше, чем у сплошной поверхности.

Пример 3.5. Определить эффективность применения акустической обработки помещения для частоты звука 8000 Гц цеха точечной сварки. Размеры помещения $12 \times 72 \times 4,5 \text{ м}^3$. В цехе установлено 18 сварочных автоматов. Расчетная точка удаления от ближайшего станка $r = 2 \text{ м}$. Площади ограждающих поверхностей: потолка $S_{\text{пот}} = 864 \text{ м}^2$; стен $S_{\text{ст}} = 420 \text{ м}^2$; пола $S_{\text{пол}} = 864 \text{ м}^2$. Общая площадь $S_{\text{общ}} = 2148 \text{ м}^2$.

Решение. Рассчитаем постоянную помещения B по формуле (3.14), для чего по таблице 3.4 для помещений с небольшим количеством людей выберем $B_{1000} = V/20$, а по таблице 3.5 выберем значение коэффициента для помещений с объемом более 1000 м^3 и для частоты 8000 Гц $\mu = 3$. $B = B_{1000} \cdot \mu = 3880 \cdot 6/20 = 1164 \text{ м}^2$.

Определим предельный радиус по формуле (3.21)

$$r_{\text{пр}} = 0,2 \cdot \sqrt{\frac{B_{8000}}{n}} = 0,2 \cdot \sqrt{\frac{1164}{18}} = 1,6 \text{ м}$$

Расчетная точка находится на расстоянии $r > r_{\text{пр}}$ ($2 > 1,6$), т.е. в зоне отраженного звука.

Рассчитаем эквивалентную площадь звукопоглощения акустически необработанного помещения для октавной полосы 8000 Гц по формуле (3.20)

$$A = \frac{B}{\frac{B}{S} + 1} = \frac{1164}{\frac{1164}{2148} + 1} = 755 \text{ м}^2.$$

Проектируем облицовку потолка ($S_{\text{обл}} = 864 \text{ м}^2$) плитами ПА/С ($\alpha_1 = 0,7$) и рассчитываем по формуле (3.25) добавочное поглощение, вносимое облицовкой

$$\Delta A = \alpha_1 \cdot S_{\text{обл}} = 0,7 \cdot 864 = 604 \text{ м}^2.$$

Рассчитаем эквивалентную площадь звукопоглощения поверхностями, не занятыми звукопоглощающей облицовкой, по формуле (3.24), определив пред-

варительно средний коэффициент звукопоглощения до акустической обработки помещения

$$\alpha = \frac{B}{B+S} = \frac{1164}{1164 + 2148} = 0,35 ;$$

$$A' = \alpha \cdot (S - S_{обл}) = 0,35 \cdot (2148 - 864) = 449 \text{ м}^2.$$

Рассчитаем постоянную помещения B' в акустически обработанном помещении по формуле (3.23), предварительно вычислив средний коэффициент звукопоглощения акустически обработанного помещения

$$\alpha_1 = \frac{A'+\Delta A}{S} = \frac{449 + 604}{2148} = 0,49 ,$$

$$B' = \frac{A'+\Delta A}{1-\alpha_1} = \frac{449 + 604}{1-0,49} = 2064 \text{ м}^2 .$$

Рассчитаем максимальное снижение уровня звукового давления в октавной полосе 8000 Гц при применении звукопоглощающих покрытий потолка в расчетной точке, расположенной в зоне отраженного звука, по формуле (3.22)

$$\Delta L_{\max} = 10 \cdot \lg \frac{B'}{B} = 10 \cdot \lg \frac{2064}{1164} = 2,47 \text{ дБ} .$$

Вывод. Использование для акустической обработки цеха плит ПА/С обеспечивает на частоте 8000 Гц снижение уровня отраженного звука в расчетной точке на 2,47 дБ.

3.6 Звукоизоляция

Шум может проникать в помещение следующими путями: 1 - через ограждение; 2 - через отверстия; 3 - по строительным конструкциям (рисунок 3.9).

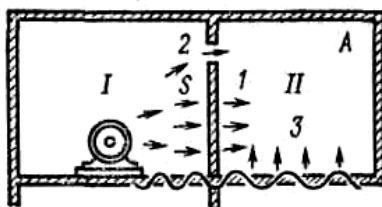
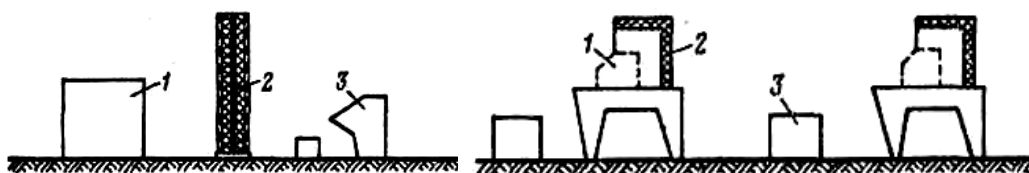


Рисунок 3.9 - Пути проникновения шума

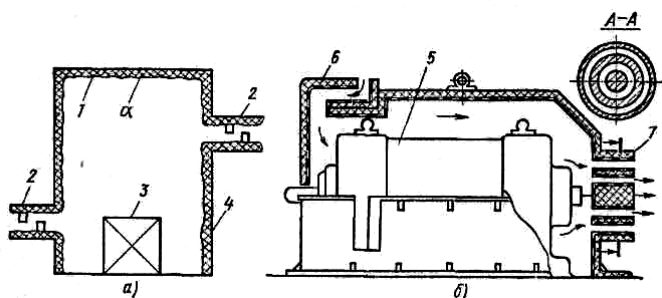
Одним из способов ограничения распространения шума в помещении или в открытом пространстве является устройство звукоизолирующих преград, которые размещают между источником шума и работающим.

Выполняют преграды из различных материалов со звукопоглощающей облицовкой в виде экранов, перегородок, перекрытий, ограждений, кабин, кожухов (рисунок 3.10, 3.11).



1 - шумное оборудование; 2 - экран с облицовкой; 3 - рабочее место

Рисунок 3.10 - Экранирование источников шума



а - схема кожуха; б - конструкция кожуха для электродвигателя

(1 - звукопоглощающий материал; 2 - глушитель шума; 3 - источник шума; 4 - стенка; 5 - электродвигатель; 6,7 - каналы с глушителями для входа и выхода воздуха)

Рисунок 3.11 - Звукоизолирующий кожух

Ограждающие конструкции подразделяют на однослойные, колеблющиеся как одно целое, и многослойные (несколько слоев, не имеющих жесткой связи), способные колебаться с разными для каждого слоя амплитудами.

Звукоизолирующая способность ограждения (стены, перегородки) при проникновении шума из одного шумного помещения в другое определяется из выражения

$$R_{огр} = L - L_N - 10 \cdot \lg B + 10 \cdot \lg S_{огр}, \quad (3.26)$$

где L – октавные уровни звукового давления в шумном помещении, дБ;

L_N – допустимые октавные уровни звукового давления, дБ; определяются по таблице 3.1;

\lg – десятичный логарифм;

B – постоянная помещения, определяемая по таблице 3.4 и 3.5 в зависимости от объема помещения;

$S_{огр}$ – площадь ограждающей конструкции, разделяющей помещения, м².

При проникновении шума из помещения на прилегающую территорию звукоизолирующая способность ограждения определяется по формуле

$$R_{огр} = L - L_N + 10 \cdot \lg S_{огр} - 10 \cdot \lg r - 11, \quad (3.27)$$

где r – расстояние от ограждающей конструкции до расчетной точки, м.

По вычисленным значениям требуемой звукоизолирующей способности ограждения $R_{огр}$ подбирается материал таким образом, чтобы реальные значения $R_{огр}$ для каждой октавной полосы частот были не ниже, чем расчетные значения $R_{огр}$.

Звукоизолирующая способность однослойной преграды на частоте 500 Гц может быть определена из выражений (дБ)

- при поверхностной плотности ограждения до 200 кг/м²:

$$R_{огр} = 13,5 \cdot \lg Q + 13; \quad (3.28)$$

- при поверхностной плотности ограждения более 200 кг/м²:

$$R_{opr} = 23 \cdot \lg Q - 9, \quad (3.29)$$

где – Q – масса 1 м² ограждения, кг (таблица 3.8).

Таблица 3.8 - Масса конструкций и материалов

Материал и конструкция	Толщина конструкции, см	Масса, кг/м ²
Картон в несколько слоев	2	12
Войлок	2,5	8
Железобетон	10	240
Пустотные пемзовые блоки	19	190
Стена из шлакобетона	14	150
Стена кирпичная в 0,5 кирпича	12	250
Стена кирпичная в 1 кирпича	25	470
Стена кирпичная в 1,5 кирпича	38	690
Стена кирпичная в 2 кирпича	52	834
Перегородка из досок (2 см.), оштукатуренная с двух сторон	6	70
Перегородка из гипсовых пустотелых камней	11	117

Средняя звукоизолирующая способность двухслойной преграды может быть определена из выражений (дБ)

- при поверхностной плотности обеих стен до 200 кг/м²:

$$R_{opr} = 13,5 \cdot \lg Q + 13 + \delta ; \quad (3.30)$$

- при поверхностной плотности более 200 кг/м²:

$$R_{opr} = 23 \cdot \lg Q - 9 + \delta, \quad (3.31)$$

где δ - добавка, величина которой зависит от ширины h воздушного промежутка (таблица 3.9).

Таблица 3.9 – Добавка δ , зависящая от ширины воздушного промежутка двухслойной преграды h

h , см	3	4	5	6	8	10
δ , дБ	1	3	4,5	5,5	6,5	7

Воздушный промежуток может быть заполнен минераловатными плитами или другим материалом, имеющим малую массу.

Пример 3.3. Рассчитать звукоизолирующую способность перегородки толщиной 14 см, выполненной из керамзитобетона марки М 150, объемной плотностью $\rho = 1600 \text{ кг/м}^3$.

Решение. Определяем поверхностную плотность изолирующей конструкции

$$q = \rho \cdot h = 1600 \cdot 0,14 = 224 \text{ кг/м}^2$$

Определим по формуле (3.29) звукоизолирующую способность однослойной перегородки для случая, когда поверхностная плотность более 200 кг/м^2

$$R_{opr} = 23 \cdot \lg Q - 9 = 23 \cdot \lg 224 - 9 = 45 \text{ дБ}.$$

Вывод. Перегородка толщиной 14 см обеспечит снижение уровня шума на 45 дБ.

Уровень шума в помещении $L_{уз}$ после установки изолирующих стен определяется по формуле

$$L_{уз} = L - R_{opr} - 10 \cdot \lg B + 10 \cdot \lg S_{opr}, \quad (3.32)$$

где R_{opr} – звукоизолирующая способность реальной конструкции ограждения, дБ (таблица 3.10).

Таблица 3.10 – Звукоизолирующая способность конструктивных элементов

Материалы и конструктивные элементы	Звукоизолирующий эффект, дБ
1	2
Кирпичная кладка в 1/2 кирпича, оштукатуренная с двух сторон	46
Бетон и железобетон литой толщиной 80 мм	44
Бетон и железобетон литой толщиной 110 мм	47
Бетон и железобетон, поставленный с промежутком плит 6 см	49
Стена из основных досок толщиной 4 см оштукатуренная	30
Пробковая плита толщиной 50 мм	20
Фанера толщиной 3,2 мм	17
Стекло 3-4 мм	28
Смотровое стекло с одинарным остеклением	16
Смотровое стекло с двойным остеклением	20-30

Звукоизолирующая способность стены при наличии дверного или оконного проема может быть определена по формуле (дБ)

$$R_{\Sigma} = R_{огр} - \left[-10 \lg \frac{S_{огр}}{S_{пр}} + 10 \lg 10^{-0,1(R_{огр} - R_{пр})} \right], \quad (3.33)$$

где $R_{огр}$ – звукоизолирующая способность ограждения (глухой стены), дБ;

$R_{пр}$ – звукоизолирующая способность проема, окна или двери (таблица 3.11);

$S_{огр}$ – площадь ограждения (глухой стены), м²;

$S_{пр}$ – площадь оконного или дверного проема, м².

Таблица 3.11 - Звукоизолирующая способность дверей и окон

Конструкция	Толщина, мм	Масса 1 м ² конструкции, кг	Звукоизолирующая способность, дБ
Дверь щитовая из склеенных реек, облицованная четырехмиллиметровой фанерой	40	22,2	23
Дверь щитовая, имеющая решетку из реек, облицованная четырехмиллиметровой фанерой	40	19,1	20

Оконный одинарный переплет с двойным остеклением стеклами толщиной 3 мм	-	-	25
То же, со стеклами толщиной 6 мм	-	-	29

Щели и отверстия существенно понижают звукоизоляцию, особенно в области низких частот.

Звукоизолирующая способность стенок кожуха $R_{кож}$ определяется по формуле

$$R_{кож} = \Delta L_{тр} + 10 \cdot \lg \frac{S_{кож}}{S_{ист}}, \quad (3.34)$$

где $\Delta L_{тр}$ – требуемое снижение уровня шума, дБ; $\Delta L_{тр} = L - L_N$;

$S_{кож}$ – площадь поверхности кожуха, м²;

$S_{ист}$ – площадь воображаемой поверхности, вплотную окружающая источник шума, м².

Конструкцию кожуха подбирают таким образом, чтобы его звукоизолирующая способность была для каждой октавной полосы не менее требуемой.

Уровень шума в расчетной точке после установки кожуха на источник шума определяется по формуле

$$L_{кож} = L - R_{кож} + 10 \cdot \lg \frac{S_{кож}}{S_{ист}}, \quad (3.35)$$

где L – уровень шума в расчетной точке до установки кожуха, дБ;

$R_{кож}$ – звукоизолирующая способность реальной конструкции стенок кожуха, дБ.

Эффективность установки звукоизолирующего кожуха оценивается по формуле

$$\Delta L_{\text{кож}} = R_{\text{кож}} + 10 \cdot \lg \alpha_{\text{обл}}, \quad (3.36)$$

где \lg – десятичный логарифм;

$\alpha_{\text{обл}}$ – коэффициент звукопоглощения облицовки кожуха. Для звукопоглощающих материалов $\alpha_{\text{обл}} > 0,2$ (выбирается из таблица 3.6).

Требуемая звукоизолирующая способность кабины определяется по формуле

$$R_{\text{тр.каб.}} = L + 10 \cdot \lg \frac{S}{B} - L_N, \quad (3.37)$$

где L – уровни шума в расчетной точке до установки кабины, дБ;

B – постоянная помещения кабины, м^2 (определяется по таблице 3.4, 3.5);

L_N – допустимые значения уровней звукового давления в кабине, дБ (таблица 3.1);

S – суммарная площадь ограждений, через которые шум проникает из шумного помещения (площадь ограждающих поверхностей кабины за исключением пола), м^2

$$S = a \cdot b + 2 \cdot b \cdot h + 2 \cdot a \cdot h,$$

где a – длина, м; b – ширина, м; h – высота кабины, м.

Реальную конструкцию ограждения выбирают таким образом, чтобы ее звукоизолирующая способность в каждой октавной полосе была не менее требуемой.

Уровень шума после установки кабины определяется по формуле

$$L_{\text{каб}} = L - R_{\text{каб}}, \quad (3.38)$$

где L – уровни шума в расчетной точке до установки кабины, дБ;

$R_{\text{каб}}$ – звукоизолирующая способность стен кабины, дБ.

3.7 Расчет глушителей шума

При выхлопе газов и всасывании воздуха генерируется интенсивный шум. Такой шум создается при работе компрессоров, вентиляционных систем, двигателей внутреннего сгорания, вакуумнасосов доильных аппаратов, пневмоинструмента и др. Эти шумы возникают из-за пульсации давления и вихреобразования.

Уменьшение струйного шума осуществляется с помощью различного рода глушителей. По принципу действия глушители делятся на глушители активного (поглощающего) типа – абсорбционные глушители и реактивного (отражающего) типа – рефлексные глушители.

В зависимости от звукопоглощающих элементов активные глушители подразделяют на следующие типы: камерные, экранные, пластинчатые, сотовые.

В глушителях реактивного типа шум снижается за счет энергии звуковых волн в системе расширительных и резонансных камер, соединенных между собой с помощью труб, щелей и отверстий.

Глушители, в которых происходит и поглощение, и отражение шума, называют комбинированными.

Активные глушители основаны на принципе поглощения шума слоями звукопоглощающего материала, расположенного вдоль обечайки. Затухание звука происходит за счет трения. Активные глушители могут быть квадратного или круглого сечения (трубчатые). Внутренняя труба должна быть равна поперечному сечению основного воздуховода и быть воздухопроницаемой (из металлической сетки, перфорированного листового металла). Звукопоглощающий слой может быть 50, 100 и 200 мм.

Снижение шума активными глушителями (дБ) рассчитывается по формуле А.И. Белова:

- для глушителя круглого сечения (трубчатого):

$$\Delta L = 4,4 \frac{\varphi(\alpha) \cdot l}{d}, \quad (3.39)$$

- для глушителя квадратного сечения:

$$\Delta L = 1,1 \frac{\varphi(\alpha) \cdot \Pi \cdot l}{S}, \quad (3.40)$$

где l – длина облицованного звукопоглощающим материалом канала

глушителя, м;

d – диаметр канала глушителя, м;

$\varphi(\alpha)$ – звукопоглощение облицовки, зависящее от коэффициента звукопоглощения α использованного абсорбента (таблица 3.12);

Π – периметр поперечного сечения канала, м;

S – площадь поперечного сечения канала, м².

Таблица 3.12 – Значения $\varphi(\alpha)$ в функции α

α	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\varphi(\alpha)$	0,1	0,2	0,35	0,5	0,65	0,9	1,2	1,6	2,0	4,0

Пример 3.7. Определить снижение высокочастотного шума глушителем квадратного сечения с площадью поперечного сечения $0,10 \times 0,10 \text{ м}^2$, акустически обработанного стекловатой. Длина глушителя 1 м.

Решение. Определим по таблице 3.6 коэффициент звукопоглощения для стекловаты на частоте 8000 Гц $\alpha = 0,32$. Из таблицы 3.12 определим $\varphi(\alpha) = 0,33$.

Рассчитаем по формуле (3.40) величину снижения шума глушителем

$$\Delta L = 1,1 \frac{\varphi(\alpha) \cdot \Pi \cdot l}{S} = 1,1 \frac{0,36 \cdot 0,4 \cdot 1}{0,01} = 15,84 \text{ дБ}$$

Вывод. Глушитель длиной 1 м, акустически обработанный стекловатой, обеспечит снижение высокочастотного шума на 16 дБ.

Для большего снижения шума глушители целесообразно разделять на соты. На практике часто применяют сотовые или пластинчатые глушители.

Частоты, на которых наблюдается эффективное звукопоглощение, определяют по формулам:

- для круглого глушителя

$$f \leq 0,586 \cdot \frac{C}{d}, \quad (3.41)$$

- для квадратного глушителя

$$f \leq 0,5 \cdot \frac{C}{a}, \quad (3.42)$$

где C – скорость звука в газе ($C = 344$ м/с);

d – диаметр глушителя, м;

a – поперечный размер глушителя, м.

Полезное сечение глушителя определяется по формуле

$$S_e = \frac{Q}{v}, \quad (3.43)$$

где Q – расход воздуха, проходящего через глушитель, м³/с;

v – скорость воздуха в глушителе, м/с ($v = 8 \dots 10$ м/с);

Длина глушителя определяется из выражения

$$L_e = \frac{\Delta L_{mp}}{\Delta L}, \quad (3.44)$$

где ΔL_{mp} – требуемое снижение шума в помещении, дБ;

ΔL – снижение шума в глушителе, длиной 1 м, дБ (таблица 3.13).

Таблица 3.13 - Снижение уровня шума глушителями

Тип и характеристика глушителя	Средние частоты октавных полос, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Затухание шума, дБ, на 1 м длины глушителя								
1. Трубчатый глушитель полезным сечением 200х200 мм с набивкой СТВ ($\rho = 15 \text{ кг/м}^3$) толщиной 100 мм + стеклоткань марки Э-01 + перфорированный металлический лист (диаметр перфорации 5 мм, шаг перфорации 10 мм)	4	8	15	17,5	20	17,5	10	8
2. Трубчатый глушитель полезным сечением 300х300 мм с набивкой из стекловолокна марки ЦФД ($\rho = 30 \text{ кг/м}^3$) толщиной 100 мм + стеклоткань марки Э-01 + перфорированный металлический лист (перфорация, как в п.1)	2	5	10	15	13,5	12	7	5
3. Трубчатый глушитель полезным сечением 400х400 мм; набивка и облицовка как в п.2	1,5	3	7,5	10	10	8	5	4
4. Пластинчатый глушитель, толщина пластины 200мм, высота пластин 1 м, расстояние между пластинами 200 мм. Набивка пластин из стекловолокна марки ЦФД ($\rho = 30 \text{ кг/м}^3$), обернутого в стеклоткань марки Э-0.1. Облицовка как в п.1.	3,5	6	10	12,5	12	9	6	5
5. Пластинчатый глушитель, толщина пластин 100 мм, расстояние между пластинами 100 мм, высота пластин 1м. Набивка и облицовка пластин, как в п. 4	4,5	4,5	10	17,5	20	17,5	13	8
3. Пластинчатый глушитель, толщина пластин 200 мм, расстояние между пластинами 400 мм, высота пластин 1м. Набивка и облицовка пластин, как в п. 4 или п. 1	3,5	4	5	6,5	6,5	4	3,5	3,5

Длина глушителя принимается по наибольшему из всех значений, полученных в результате расчета для восьми октавных полос (63,5...8000 Гц).

Камерные глушители применяют для снижения шума на низких частотах. Они представляют собой ряд последовательно расположенных камер, соединенных отверстиями. Сечение отверстий равно площади поперечного сечения воздухопровода.

Стенки камер по периметру облицовывают звукопоглощающим материалом. Для увеличения поглощения в камерах устанавливают экраны или перегородки. Экранные глушители устанавливают на выходе газового потока в

компрессорных установках, вентиляционных системах, системах кондиционирования воздуха и т.п.

Для повышения звукопоглощающей способности экранный глушитель со стороны, обращенной к трубопроводу, облицовывают звукопоглощающим материалом. На низких частотах экран не оказывает действия на излучаемый шум, а на высоких частотах эффективность его установки достигает 10...25 дБ.

Большое значение имеет расстояние экрана до канала и диаметр экрана. Чем ближе он расположен и чем больше его диаметр, тем эффективнее его установка. Диаметр экрана принимается в 2 раза больше, чем диаметр канала.

Рефлексные или реактивные глушители обеспечивают значительное снижение шума (до 20...30 дБ). Их применяют для снижения шума в узких частотных полосах (шум центробежных вентиляторов, компрессоров).

Для увеличения эффективности работы глушителей в горлах отдельных полостей резонатора устанавливают ткань для повышения активного сопротивления, а стенки облицовывают звукопоглощающими материалами.

Резонансную частоту для одиночного резонатора, обеспечивающую максимальное поглощение звуковой энергии, можно рассчитать по формуле (Гц)

$$f_0 = \frac{C}{2\pi} \sqrt{\frac{K_z}{V}}, \quad (3.45)$$

где C – скорость звука в газе, м/с;

V – объем резонансной камеры, м³;

K_z – проводимость горла отверстия, соединяющего газопровод с резонаторной камерой; $K_z = S / (l_0 + 0,8d)$;

где S – площадь сечения горла резонатора, м²;

l_0 – длина горла резонатора, м;

d – диаметр горла резонатора, м.

Снижение шума (дБ) в одиночном резонаторе можно рассчитать по формуле

$$\Delta L = 10 \lg \left[1 + \left(\frac{\sqrt{K_z \cdot V}}{\frac{2F}{\frac{f}{f_0} - \frac{f_0}{f}}} \right)^2 \right], \quad (3.46)$$

где F – площадь поперечного сечения газопровода, м^2 ;

f – возбуждающая частота, Гц.

Объем глушителей шума на выпуске для четырехтактных двигателей определяется по формуле

$$V_{zl} = k \cdot \frac{60 \cdot S}{n} \cdot \sqrt{\frac{1}{i}}, \quad (3.47)$$

где V_{zl} – объем глушителя, м^3 ;

k – коэффициент, учитывающий требуемую степень снижения шума в зависимости от уровня эксплуатации ($k = 5 \cdot 10^3 \dots 5 \cdot 10^4$);

S – ход поршня, м;

N – частота вращения коленчатого вала, с^{-1} ;

i – число рабочих цилиндров двигателя.

Длина глушителя определяется по формуле

$$l = \frac{4 \cdot V_{zl}}{\pi \cdot D_n^2}, \quad (3.48)$$

где l – длина глушителя, м;

D_n – наружный диаметр глушителя, м (принимается конструктивно).

Пример 3.8. Рассчитать резонансный глушитель шума с объемом резонансной камеры $0,33 \text{ м}^3$. Площадь сечения горла резонатора $0,79 \text{ м}^2$, сечения трубопровода вентиляционной системы – $0,04 \text{ м}^2$, длина горла резонатора $0,1 \text{ м}$, диаметр горла $0,2 \text{ м}$.

Решение. Рассчитаем по формуле (3.45) резонансную частоту для одиночного резонатора, обеспечивающую максимальное поглощение звуковой энергии (Гц), предварительно определив проводимость горла отверстия, соединяющего газопровод с резонаторной камерой

$$K_z = \frac{S}{l_0 + 0,8 \cdot d} = \frac{0,79}{0,1 + 0,8 \cdot 0,2} = 3,03$$

$$f_0 = \frac{C}{2\pi} \sqrt{\frac{K_z}{V}} = \frac{344}{2 \cdot 3,14} \sqrt{\frac{3,03}{0,33}} = 164 \text{ Гц.}$$

Определим снижение шума (дБ) в одиночном резонаторе по формуле (3.46)

$$\Delta L = 10 \lg \left[1 + \left(\frac{\sqrt{K_z} \cdot V}{\frac{2F}{\frac{f}{f_0} - \frac{f_0}{f}}} \right)^2 \right] = 10 \lg \left[1 + \left(\frac{\sqrt{3,03} \cdot 0,33}{\frac{2 \cdot 0,04}{\frac{250}{164} - \frac{164}{250}}} \right)^2 \right] = 23 \text{ дБ.}$$

Вывод. Резонансный глушитель на средних частотах обеспечивает снижение шума на 23 дБ, что эффективнее трубчатых и пластинчатых глушителей (см. таблица 3.13).

4 Производственная вибрация

4.1 Общие сведения

Практически всё технологическое оборудование (насосы, вентиляторы, компрессоры, транспортеры, электродвигатели и пр.) является источником вибрации различной интенсивности.

Вибрация- это механические колебания, возникающие в упругих телах или телах, находящихся под воздействием переменного физического поля.

В твердых телах возможны как продольные, так и поперечные колебания. В первом случае направление распространения колебаний совпадает с направлением колебаний отдельных точек тела, во втором – перпендикулярно ему.

Вибрации, распространяясь по твердому телу, могут вызвать в нем деформации сжатия (растяжения), сдвига, кручения, изгиба.

Причинами возникновения вибрации являются: возникающие при работе машины неуравновешенные силы из-за возвратно-поступательных движений их частей (например, кривошипно-шатунные механизмы); наличие дисбаланса масс (несовпадение центра масс и центра инерции) из-за неоднородности материала вращающегося тела, деформации деталей от неравномерного нагрева при горячих и холодных посадках и т.п.; увеличение люфтов и зазоров при износе станков и агрегатов.

Вибрация относится к факторам, обладающим высокой биологической активностью. Выраженность ответных реакций обусловлена силой энергетического воздействия и биомеханическими свойствами человеческого тела как сложной колебательной системы.

При повышении частот более 0,7 Гц возможны резонансные колебания в органах человека. Резонанс наступает под действием внешних сил при совпадении собственных частот колебаний внутренних органов с частотами внешних сил.

Производственная вибрация, характеризующаяся значительной амплитудой и продолжительностью действия, вызывает у работающих следующие негативные последствия: раздражительность, бессонницу, головную боль, головокружение, ноющие боли в руках (при работе с виброинструментом), изменение чувствительности кожи (потеря чувствительности кожи, побеление пальцев), шум в ушах, ухудшение памяти, нарушение координации движений, похудение, снижение остроты зрения, опущение внутренних органов, радикулиты.

При длительном воздействии вибрации на человека перестраивается костная ткань, возникает проницаемость мелких кровеносных сосудов, нарушается нервная регуляция, развивается вибрационная болезнь (профессиональное заболевание).

4.2 Классификация и основные характеристики вибрации

Вибрация классифицируется по способу передачи на человека, по частоте, по времени действия, по характеру, по источнику возникновения (рисунок 4.1).



Рисунок 4.1 - Классификация вибрации

Основными параметрами вибрации являются: амплитуда колебаний или виброперемещения A (м); линейная частота f (Гц); угловая частота ω (рад); виброскорость v (м/с); виброускорение a (м/с²); период T (с).

Эти параметры связаны между собой следующими зависимостями

$$v = \omega \cdot A; \quad a = \omega \cdot v = \omega^2 A; \quad \omega = 2\pi f; \quad f = 1/T. \quad (4.1)$$

Амплитуда смещения является величиной, характеризующей максимальное отклонение центра тяжести колеблющегося тела от точки равновесия. Она используется в качестве критерия для ограничения вибрации машин.

Период – это время, в течение которого совершается одно полное колебание.

При малых амплитудах и больших частотах организм человека более чувствителен к скорости вибрации, а при больших амплитудах и малых частотах - к ускорению вибрации.

Так как параметры, характеризующие вибрацию, могут меняться в 10^8 раз, их удобно оценивать логарифмическими уровнями.

Уровень виброскорости показывает в логарифмическом масштабе, на какую величину фактическая виброскорость на рабочем месте превышает минимальную пороговую виброскорость, и измеряется в децибелах (дБ).

Логарифмический уровень виброскорости и виброускорения определяется по формулам [19]

$$L_v = 20 \cdot \lg \frac{v}{v_0}, \quad L_a = 20 \cdot \lg \frac{a}{a_0}, \quad (4.2)$$

где v, v_0 - фактическое и пороговое значение виброскорости, $v_0 = 5 \cdot 10^{-8}$ м/с;

a, a_0 - фактическое и пороговое значение виброускорения, $a_0 = 3 \cdot 10^{-2}$ м/с².

Нормы вибрации установлены для трех взаимно перпендикулярных направлений вдоль осей ортогональной системы координат: ось X расположена в направлениях от спины к груди человека; ось Y – от правого плеча и к левому; ось Z – вертикально вдоль туловища.

При измерении локальной вибрации: ось Z направлена вдоль ручного инструмента; оси X и Y - перпендикулярны к ней.

Государственным стандартом ГОСТ 12.1.012 "ССБТ. Вибрационная безопасность. Общие требования" установлены нормы для следующих категорий: категория 1 – транспортная вибрация; категория 2 – транспортно-технологическая вибрация; категория 3 – технологическая вибрация; категория 3а – вибрация, действующая на постоянных рабочих местах производственных помещений; категория 3б – вибрация на рабочих местах складов, бытовых, дежурных и подсобных помещений, в которых отсутствуют генерирующие вибрацию машины; категория 3в – вибрация в помещениях для работников умственного труда.

Гигиенические нормы вибрации по ГОСТ 12.1.012 даны в таблица 4.1.

Таблица 4.1 - Гигиенические нормы вибрации по ГОСТ 12.1.012 (извлечение)

Вид вибрации	Допустимый уровень виброскорости (дБ) в октавных полосах частот										
	1	2	4	8	16	31,5	63	125	250	500	1000
Общая транспортная:	132	123	114	108	107	107	107	-	-	-	-
- вертикальная	122	117	116	116	116	116	116	-	-	-	-
- горизонтальная	-	117	108	102	101	101	101	-	-	-	-
Технологическая	-	108	99	93	92	92	92	-	-	-	-
В производственных помещениях, где нет машин, генерирующих вибрацию	-	100	91	85	84	84	84	-	-	-	-
В служебных помещениях здравпунктах, КБ, лабораториях	-	91	82	76	75	75	75	-	-	-	-
Локальная вибрация	-	-	-	115	109	109	109	109	109	109	109

Допустимое время воздействия вибрации приведено в таблица 4.2.

Таблица 4.2 - Допустимое время воздействия вибрации

Вибрация	Превышение уровней вибрации над нормативными значениями, дБ				
	0	3	6	9	12
	Длительность воздействия вибраций, мин				
Локальная	320	160	80	40	40
Общая	480	120	60	30	15

Пример 4.1. Уровень вибрационной скорости двигателя СМД-80 на частоте 63Гц $L_v=104$ дБ. Определить фактическую величину вибрационной скорости v (м/с).

Решение. Для решения используем формулу (4.2), приняв порог ощущения вибрации $v_0 = 5 \cdot 10^{-8}$ м/с. Выразим из формулы $lg v$

$$L_v = 20 \cdot \lg \frac{v}{v_0} = 20 \cdot \lg v - 20 \cdot \lg v_0,$$

$$\lg v = 5,2 + \lg 5 + \lg 10^{-8}, \quad \lg v = -2,1, \quad v = 10^{-2,1} \text{ м/с.}$$

Вывод. Фактическая величина вибрационной скорости равна $10^{-2,1}$ м/с.

4.3 Виброизоляция

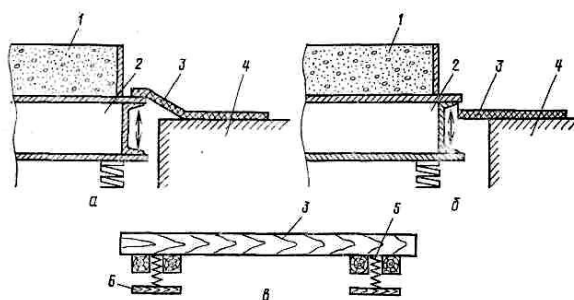
Наиболее распространенным и эффективным методом снижения вибрации является *виброизоляция*.

Виброизолирующие конструкции предотвращают распространение вибрации от источника ее образования на человека и строительные конструкции здания.

Используют два типа виброизолирующих устройств - фундаменты и виброизоляторы. Фундаменты снижают вибрацию за счет своей массы (виброгашение), виброизоляторы - за счет деформации упругих элементов - амортизаторов.

Виброизоляция бывает активной и пассивной (рисунок 4.2).

Активная виброизоляция уменьшает передачу вибрации от источников на основание (фундамент). *Пассивная виброизоляция* (рисунок 4.3) защищает рабочие места от вибрации (защита от вибрации на пути распространения) .

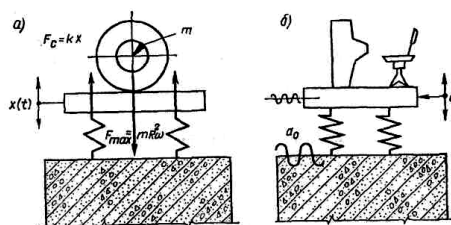


а, б - активная виброизоляция; *в* - пассивная виброизоляция;

1 - изделие; *2* - подвижная рама виброплощадки; *3* - рабочий настил; *4* - основание;

5 - амортизатор; *б* - основание амортизатора

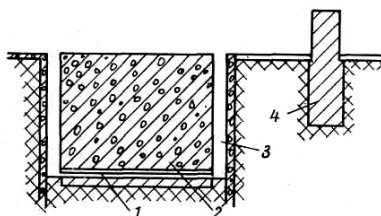
Рисунок 4.2 - Схемы виброизоляции



a - изоляция динамически неуравновешенной машины; *б* - изоляция рабочего места

Рисунок 4.3 - Пассивная виброизоляция

Основная цель виброизоляции сводится к уменьшению амплитуды колебаний. Оборудование, создающее значительные нагрузки (компрессоры, вентиляторы высокого давления и др.), рекомендуют устанавливать на отдельные фундаменты, не связанные с каркасом здания. Для этой цели выполняют фундаменты двух типов - с акустическим швом и акустическим разрывом (рисунок 4.4).



1 - битуминизированная прокладка из войлока; 2 - фундамент под машину;

3 - акустический шов; 4 - фундамент

Рисунок 4.4 - Виброизолирующий фундамент

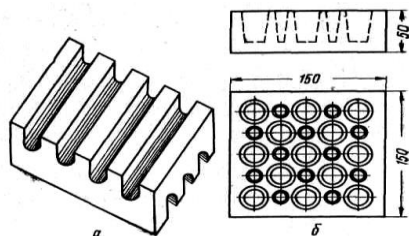
Установка машин на самостоятельные фундаменты получила название *виброгашение*. Проектирование фундаментов производится по СНиП 2.2.05. Чтобы не допустить передачи вибраций от одной машины к другой через грунт, применяют устройство акустических швов с засыпкой вибрирующего фундамента, например, асбестовой крошкой, которая препятствует распространению колебательных движений за пределы засыпки. Для той же цели предназначены акустические щели шириной 10 см, в которых изолирующей прослойкой является воздух. Виброизоляторы устраняют жесткую связь между источником вибрации и его основанием при помощи амортизаторов, выполненных в виде стальных пружин или упругих прокладок (резины, пеноэласта и др.).

Для снижения низкочастотной вибрации до 16 Гц применяют стальные

пружинные виброизоляторы, так как в силу малых внутренних потерь они способны пропускать колебания высоких частот.

Упругие виброизоляторы наиболее эффективны для машин и механизмов, число оборотов рабочих органов которых более 1800 об/мин. Эффективность упругих виброизоляторов определяется статическим прогибом под весом действующей на них нагрузки. Чем больше прогиб, тем выше виброизоляция.

Применяя амортизаторы из резины, необходимо учитывать ее малую сжимаемость, обусловленную боковыми деформациями. В связи с этим резиновые амортизаторы должны иметь форму, допускающую свободное растягивание резины в стороны, например форму ребристых или дырчатых плит или прокладок (рисунок 4.5).

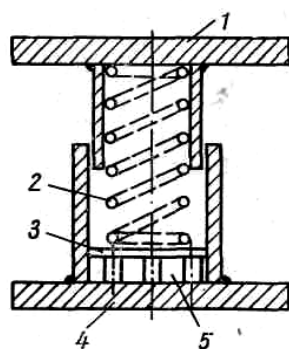


а - ребристая прокладка; б - дырчатая прокладка

Рисунок 4.5 - Резиновые прокладки-амортизаторы

Использование сплошного резинового листа в качестве амортизатора никакого эффекта виброизоляции не даст. В этом случае изоляцию следует выполнять в виде ленты, ширина которой не должна превышать толщину более чем в 2...3 раза, что позволит резине при ее осадке расширяться в стороны.

Учитывая достоинства и недостатки пружинных и резиновых амортизаторов, широкое применение на практике нашли комбинированные пружинно-резиновые виброизоляторы (рисунок 4.6). Пружина в комбинированных виброизоляторах обеспечивает их большую механическую прочность и осуществляет гашение низкочастотного спектра вибрации, а резиновая часть (стакан) улучшает изоляцию вибрации в области высоких частот и снижает шум.



1- опорная плита; 2 -пружина; 3 - шайба металлическая; 4 - нижняя плита;
5 - резиновая шайба

Рисунок 4.6 - Пружинно-резиновый амортизатор

Виброизоляцию в производственных помещениях можно осуществлять упругими элементами, вмонтированными в места прохода через стены трубопроводов различного технологического назначения, в том числе воздуховодов вентиляционной системы.

Показателем качества виброизолятора является *коэффициент передачи* (K_{II}), который показывает, какая доля динамической силы машины или механизма передается через амортизаторы к основанию. Виброизоляция тем лучше, чем меньше значение K_{II} .

Коэффициент передачи определяют отношением частоты возмущающей силы f к частоте собственных колебаний агрегата f_0 , установленного на амортизаторах.

Пренебрегая трением, K_{II} можно определить по формуле

$$K_{II} = \frac{1}{\left(\frac{f}{f_0}\right)^2 - 1}, \quad (4.3)$$

Из формулы видно, что чем ниже собственная частота по сравнению с частотой возмущающей силы, тем выше эффективность виброизоляции. Если частота вынужденных колебаний f мала по сравнению с частотой собственных колебаний f_0 изолируемой системы, то применение амортизаторов в этом случае практически бесполезно.

Виброизоляция более эффективна, когда отношение частот вынужденных и собственных колебаний $\alpha = f/f_0 = 2,5 \dots 5,0$, что соответствует $K_{II} = 1/8 \dots 1/15$.

Эффективность виброизоляции определяют по формуле (дБ)

$$\Delta L = 20 \cdot \lg \frac{1}{K_{II}}, \quad (4.4)$$

где K_{II} – коэффициент передачи вибрации;

\lg – десятичный логарифм.

Виброизоляция для механического оборудования должна обеспечивать получение ΔL (дБ) не менее значений, приведенных в таблица 4.3.

Таблица 4.3 – Эффективность виброизоляции

Вид оборудования	Эффективность виброизоляции, дБ
Центробежные компрессоры	34
Поршневые компрессоры, виброплощадки	17...26
Центробежные насосы	26
Вентиляторы с числом оборотов в минуту более 800	26
Вентиляторы с числом оборотов в минуту 500...800	20...26
Вентиляторы с числом оборотов в минуту 350...500	17...20
Вентиляторы с числом оборотов в минуту менее 350	11...17

Потребную величину снижения виброскорости определяют по формуле (дБ)

$$\Delta L_v = L_v - L_{v \text{ норм}}, \quad (4.5)$$

где L_v – измеренное значение уровня виброскорости, дБ,

$L_{v \text{ норм}}$ – нормируемое значение уровня виброскорости (таблица 4.1).

Коэффициент передачи вибрации определяется по формуле (4.3) или из выражения

$$K_{II} = 10^{-\Delta L_v / 20}, \quad (4.6)$$

где ΔL_v – эффективность виброизоляции, дБ.

Частоту собственных колебаний определяют по формулам

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{M \cdot g}}; \quad (4.7)$$

$$f_0 = \frac{5}{\sqrt{\chi_{ст}}}, \quad (4.8)$$

где K – жесткость виброизолятора, Н/м;

Q – вес виброизолированной машины, Н ($Q = Mg$);

$\chi_{ст}$ – статическая осадка виброизолятора, м.

При известном K_{II} частоту собственных колебаний можно определить из выражения

$$f_0 = \frac{f}{\sqrt{(1/K_{II}) + 1}}. \quad (4.9)$$

Статическую осадку виброизолятора рассчитывают по формуле

$$\chi_{ст} = \frac{Q}{k_z} = \frac{h \cdot \sigma}{E_0}, \quad (4.10)$$

где Q – вес машины и плиты, Н;

k_z – упругость виброизоляторов в вертикальном направлении, Н/м;

h – высота виброизолятора, м;

σ – напряжение в материале виброизолятора; Н/м²;

$$\sigma = \frac{Q}{S}, \quad (4.11)$$

E_0 – динамический модуль упругости амортизатора, Н/м²;

S – площадь всех виброизоляторов, м².

Вынужденную частоту легко рассчитать, если имеется один источник возбуждения динамических сил, например, для электродвигателя

$$f = \frac{n}{60}, \quad (4.12)$$

где n – частота вращения, об/мин.

4.4 Расчет резиновых виброизоляторов

Суммарная потребная жесткость изоляторов определяется по формуле (Н/м)

$$k_{\Sigma} = (2 \cdot \pi \cdot f_0)^2 \cdot M \cdot g, \quad (4.13)$$

где M – масса виброизолируемой установки, кг;

g – ускорение свободного падения, м/с².

Потребная жесткость одного виброизолятора рассчитывается по формуле

$$k_1 = \frac{k_{\Sigma}}{N}, \quad (4.14)$$

где N – число виброизоляторов (можно задаться).

Подбирается стандартная виброопора по таблице 4.4.

Таблица 4.4 – Характеристика резинометаллических опор

Опора	Габариты, мм		Рабочий диапазон нагрузок на опору, Н	Собственная частота колебаний по вертикали, Гц	Логарифмический декремент затухания
	диаметр	высота			
ОВ–31	150	50	3500–40000	20	0,5
ОВ–33-15	120	42,5	300–7000	15	0,3
ОВ–33-20	120	42,5	2000–30000	20	0,5
ОВ–34-35	111,5	35,5	700–50000	35,5	0,7

Потребная статическая осадка системы резиновых прокладок (м) определяется по формуле

$$\chi_{cm} = \frac{g}{(2 \cdot \pi \cdot f_0)^2}, \quad (4.15)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с².

Потребная высота прокладки, H_p , (м) определяется по формуле

$$H_p = \frac{\chi_{cm} \cdot E_\delta}{\sigma}, \quad (4.16)$$

где E_δ – динамический модуль упругости прокладки, Па (таблица 4.5);

σ – допустимая нагрузка на сжатие для материала прокладки, Па;

$$\sigma = \frac{Q}{S},$$

где S – площадь поперечного сечения резиновых виброизоляторов, м²;

Q – нагрузка, приходящаяся на все виброизоляторы, Н.

Таблица 4.5 – Основные характеристики резины

Марка резины	Динамический модуль упругости E_d , Па (Н/м ²)	Статический модуль упругости $E_{ст}$, Па (Н/м ²)	Коэффициент неупругого сопротивления
3311	250×10^4	160×10^4	0,038
2959	630×10^4	300×10^4	0,14
112 А	600×10^4	440×10^4	0,16
1992	1000×10^4	370×10^4	0,19
2462	1700×10^4	520×10^4	0,31
2566	380×10^4	240×10^4	0,11

Рабочая высота каждого виброизолятора H_p может быть также определена по формуле (м)

$$H_p = \frac{E_d \cdot S}{k_{\Sigma}}, \quad (4.17)$$

где S – площадь виброизолирующей прокладки, м²;

k_{Σ} – требуемая общая жесткость всех виброизоляторов, Н/м.

Площадь виброизолирующей прокладки определяется по формуле

$$S = \frac{M \cdot g}{\sigma \cdot N}, \quad (4.18)$$

где M – масса агрегата, установки, кг;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

N – число прокладок;

σ – допустимая нагрузка на сжатие для материала прокладки, Па; для резины с твердостью (по Шору) до 40 $\sigma = (1 \dots 3) \times 10^5 \text{ Па}$; для резины с большей твердостью $\sigma = (3 \dots 5) \times 10^5 \text{ Па}$.

Размер прокладки находят по формулам (м)

- сторона прокладки квадратного сечения:

$$A = \sqrt{S}; \quad (4.19)$$

- диаметр цилиндрической прокладки:

$$D = \sqrt{\frac{4S}{\pi}}. \quad (4.20)$$

При этом должно выполняться условие устойчивости виброизолированной системы

$$1,5 \cdot H_p \leq A < 8 \cdot H_p. \quad (4.21)$$

Если условие не выполняется, выбирают резину другой твердости, задаются другим числом резиновых прокладок или применяют пружинные виброизоляторы.

Число резиновых столбиков (прокладок) определяют по формуле

$$N = \frac{S}{S_1}, \quad (4.22)$$

Полная высота каждого виброизолятора рассчитывается по формуле

$$H = H_p + \frac{1}{8} A, \quad (4.23)$$

где H_p – рабочая высота виброизолятора, м.

Для резиновых виброизоляторов H_p может быть равно A .

Пример 4.2. Виброскорость на рабочем месте оператора бетоносмесительного узла $8 \dots 10$ мм/с на частотах 16, 31, 5; 63 Гц, что в 4...5 раз больше нормы. Рассчитать виброизоляцию, применяя резиновые виброизоляторы № 3311 с твердостью до 40, допустимой нагрузкой на сжатие $3 \cdot 10^5$ Па (ГОСТ 263) и динамическим модулем упругости $25 \cdot 10^5$ Па. Коэффициент передачи $K_{II} = 1/10$. Общий вес виброизолированной установки $Q = 2123$ Н.

Решение. Частоты вынужденных колебаний перекрытия бетоносмесительного узла принимаем равными 16; 31,5; 63Гц.

Определяем площадь поперечного сечения всех виброизоляторов (m^2), выразив S из формулы (4.8)

$$S = \frac{Q}{\sigma} = \frac{2123}{300000} = 70,6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2..$$

Определяем акустическую эффективность виброизоляции по формуле (4.4), имея в виду, что в нашем случае достаточна виброизоляция с $K_{II} = 1/10$

$$\Delta L = 20 \cdot \lg \frac{1}{K_{II}} = 20 \cdot \lg \frac{1}{1/10} = 20 \text{ дБ}.$$

При известном $K_{II} = 1/10$ и максимальной частоте вынужденных колебаний $f = 63$ Гц частоту собственных колебаний определяем из выражения (4.8)

$$f_0 = \frac{f}{\sqrt{(1/K_{II})+1}} = \frac{63}{\sqrt{\left(1/\frac{1}{10}\right)+1}} = 19 \text{ Гц}.$$

Определяем суммарную k_{Σ} жесткость всех виброизоляторов (Н/м) по формуле (4.12), приняв ускорение свободного падения $g = 9,80 \text{ м/с}^2$

$$k_{\Sigma} = 4 \cdot \pi^2 \cdot f_0^2 \cdot \frac{Q}{g} = 4 \cdot 3,14^2 \cdot 19^2 \cdot \frac{2123}{9,82} = 30 \cdot 10^5 \text{ Н/м}.$$

Определяем рабочую высоту каждого виброизолятора по формуле (4.16), приняв по таблице 5 динамический модуль упругости резины $E_0 = 25 \times 10^5 \text{ Па}$

$$H_p = \frac{E_\delta \cdot S}{k_\Sigma} = \frac{25 \cdot 10^5 \cdot 70 \cdot 10^{-4}}{30 \cdot 10^5} = 6 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Определим площадь поперечного сечения одного виброизолятора, принимая 4 виброизолятора:

$$S_1 = \frac{70 \cdot 10^{-4}}{4} = 1,75 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Принимаем квадрат со стороной $4,5 \cdot 10^{-2}$ м, $S_l = 20,25 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$.

Определяем полную высоту виброизолятора

$$H = H_p + \frac{1}{8} A = 6 \cdot 10^{-3} + \frac{4,5 \cdot 10^{-2}}{8} = 1 \cdot 10^{-2} \text{ м.}$$

Теперь определяем фактическую виброизолирующую способность резиновых виброизоляторов принятых геометрических размеров.

Жесткость виброизоляторов с уточненными размерами ($S = 20,25 \cdot 10^{-4} \cdot 4 = 81 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$).

$$k_\Sigma = \frac{E_\delta \cdot S}{H_p} = \frac{25 \cdot 10^5 \cdot 81 \cdot 10^{-4}}{6 \cdot 10^{-3}} = 34 \cdot 10^5 \text{ Н / м.}$$

Уточненная частота собственных колебаний

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{34 \cdot 10^5 \cdot 9,80}{2123}} = 19,9 \text{ Гц.}$$

Коэффициент передачи:

- при частоте $f = 31$ Гц коэффициент передачи

$$K_n = \frac{1}{\left(\frac{f}{f_0}\right)^2 - 1} = \frac{1}{\left(\frac{31}{19.9}\right)^2 - 1} = 0,7$$

- при частоте $f = 63$ Гц коэффициент передачи

$$K_n = \frac{1}{\left(\frac{f}{f_0}\right)^2 - 1} = \frac{1}{\left(\frac{63}{19.9}\right)^2 - 1} = 0,1$$

Вывод. Спроектированная виброизоляция дает уменьшение виброскорости на частоте 63 Гц в 10 раз.

4.5. Расчет пружинных изоляторов

При использовании пружины в качестве виброизоляции расчет ведут в следующей последовательности.

Определяют коэффициент передачи K_{II} по формуле (4.3), частоту собственных колебаний по формуле (4.8), статическую осадку $\chi_{ст}$ по формулам (4.10, 4.15).

Определяют суммарную жесткость пружины по формуле

$$K_{\Sigma} = \frac{Q \cdot f_0^2}{25} = \frac{Q}{\chi_{ст}}, \quad (4.24)$$

где Q – вес виброизолируемого агрегата, Н;

Затем выбирают число пружин, рассчитывают суммарную жесткость и жесткость одной пружины по формулам (4.13), (4.14).

Рассчитывают диаметр прутка пружины (см. рисунок 4.7) по формуле (м)

$$d = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot Q \cdot D}{[\tau] \cdot \pi}}, \quad (4.25)$$

где D – диаметр пружины, м; при выборе D учитывают, что $D = C \cdot d$,

где C – индекс пружины (принимается от 4 до 8);

Q – вес агрегата, Н;

$[\tau]$ – допускаемое напряжение кручения для материала пружины, Н/м²;

(для стали $[\tau] = 4,3 \cdot 10^8$ Н/м²).

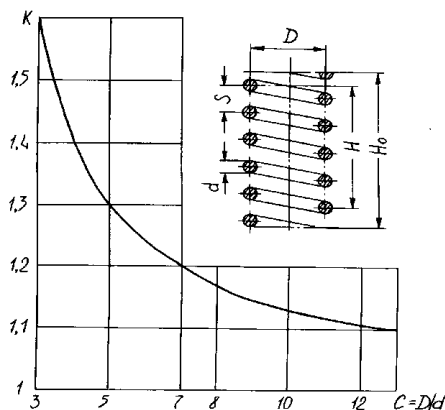


Рисунок 4.7 - К расчету диаметра прутка пружины

Число рабочих витков пружины определяют по формуле

$$i = \frac{\alpha \cdot d^4}{8 \cdot k_1 \cdot D^3}, \quad (4.26)$$

где σ – модуль упругости на сдвиг для материала пружины, Н/м²

(для стали $\sigma = 8 \cdot 10^8$ Н/м²);

D – диаметр пружины, м;

d – диаметр прутка пружины, м;

k_1 – жесткость виброизолятора, Н/м.

Число "мертвых витков" i_2 принимают:

$i_2 = 1,5$ витка на оба торца пружины при $i \leq 7$;

$i_2 = 2,5$ витка при $i > 4$.

Высота ненагруженной пружины определяется по формуле

$$H_0 = i \cdot S + (i_2 + 0,5) \cdot d, \quad (4.27)$$

где S – шаг пружины, м; принимают $S = (0,25 \dots 0,5)D$;

- i – число рабочих витков;
- i_2 – число мертвых витков;
- d – диаметр витка пружины, м.

При расчете пружин, работающих на сжатие, отношение $H_0/D \leq 1,5$, иначе пружины будут неустойчивыми.

Полная длина проволоки пружины определяется по формуле

$$l = (i + 1,5) \sqrt{(\pi \cdot D)^2 + S^2}, \quad (4.28)$$

где i – число рабочих витков пружины;

S – шаг пружины, м;

D – диаметр пружины, м.

Выбор пружин, работающих на сжатие, производится по таблице 4.6.

Таблица 4.6 – Параметры опорных пружин (проволока стальная, углеродистая, пружинистая класс П, ГОСТ 9389)

Наименование величины	Обозначение и единица измерения	Отношение среднего диаметра пружины к диаметру проволоки							
		7		8		9		10	
		число рабочих витков							
		4,5	5,5	4,5	5,5	4,5	5,5	4,5	5,5
		Диаметр проволоки $5 \cdot 10^{-3}$ м							
Максимальная рабочая нагрузка на пружину	P_{max} , Н	460	460	410	410	380	380	320	320
Минимальная собственная частота вертикальных колебаний установки, при максимальной рабочей нагрузке	F_{oz} , Гц	4,2	3,9	3,7	3,3	3,1	2,9	2,9	2,6
Жесткость пружины в продольном направлении	k_z , Н/м $\times 10^3$	33	28	23	18	15	13	11	9
Средний диаметр пружины	D , м $\times 10^{-3}$	35	35	40	40	45	45	50	50
Высота пружины в нагруженном состоянии	H , м $\times 10^{-3}$	70	70	80	80	90	90	100	100
Полная высота пружины в ненагруженном состоянии	H_0 , м $\times 10^{-3}$	75	75	85	85	95	95	105	105

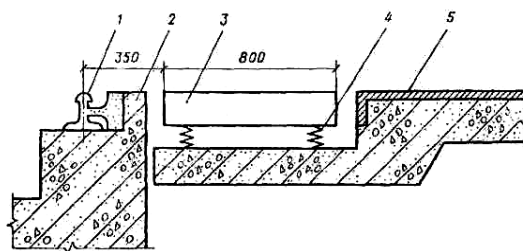
Продолжение таблицы 4.6

Шаг незагруженной пружины	$S, \text{ м} \times 10^{-3}$	15,6	12,7	17,8	14,5	20,0	16,4	22,5	18,2
Полная длина проволоки	$L, \text{ м} \times 10^{-3}$	660	770	775	880	850	990	495	1100
Максимальная рабочая нагрузка на пружину	Диаметр проволоки 6×10^{-3} м								
	$P_{\max}, \text{ Н}$	660	660	600	600	550	550	490	490
Минимальная собственная частота вертикальных колебаний установки, при максимальной рабочей нагрузке	$F_{oz}, \text{ Гц}$	3,9	3,5	3,3	3,0	2,9	2,6	2,7	2,4
Жесткость пружины в продольном направлении	$k_z, \text{ Н/м} \times 10^3$	40	33	27	22	19	15	14	11
Средний диаметр пружины	$D, \text{ м} \times 10^{-3}$	42	42	48	48	54	54	60	60
Высота пружины в нагруженном состоянии	$H, \text{ м} \times 10^{-3}$	84	84	96	96	108	108	120	120
Полная высота пружины в ненагруженном состоянии	$H_0, \text{ м} \times 10^{-3}$	90	90	102	102	114	114	126	126
Шаг незагруженной пружины	$S, \text{ м} \times 10^{-3}$	18,7	15,3	21,4	17,4	24	19,6	26,7	21,8
Полная длина проволоки	$L, \text{ м} \times 10^{-3}$	795	925	905	1060	1020	1190	1135	1320
Максимальная рабочая нагрузка на пружину	Диаметр проволоки 7×10^{-3} м								
	$P_{\max}, \text{ Н}$	900	900	820	820	740	740	655	655
Минимальная собственная частота вертикальных колебаний установки, при максимальной рабочей нагрузке	$F_{oz}, \text{ Гц}$	3,6	3,2	3,1	2,8	2,7	2,4	2,5	2,2
Жесткость пружины в продольном направлении	$k_z, \text{ Н/м} \times 10^3$	46	38	31	26	22	17	16	13
Средний диаметр пружины	$D, \text{ м} \times 10^{-3}$	49	49	56	56	63	63	70	70
Высота пружины в нагруженном состоянии	$H, \text{ м} \times 10^{-3}$	98	98	112	112	126	126	140	140
Полная высота пружины в ненагруженном состоянии	$H_0, \text{ м} \times 10^{-3}$	105	105	119	119	133	133	147	147
Шаг незагруженной пружины	$S, \text{ м} \times 10^{-3}$	21,8	17,8	24,9	20,4	28,0	23,0	31,1	25,4
Полная длина проволоки	$L, \text{ м} \times 10^{-3}$	925	1080	1060	1230	1190	1390	1320	1540
Максимальная рабочая нагрузка на пружину	Диаметр проволоки 8×10^{-3} м								
	$P_{\max}, \text{ Н}$	1185	1185	1070	1070	965	965	830	830
Минимальная собственная частота вертикальных колебаний при максимальной рабочей нагрузке	$F_{oz}, \text{ Гц}$	3,3	3,0	2,9	2,6	2,5	2,3	2,3	2,1
Жесткость пружины в продольном направлении	$k_z, \text{ Н/м} \times 10^3$	53	43	36	29	25	20	18	15

Продолжение таблицы 4.6

Средний диаметр пружины	$D, \text{ м}$ $\times 10^{-3}$	56	56	64	64	72	72	80	80
Высота пружины в нагруженном состоянии	$H, \text{ м}$ $\times 10^{-3}$	112	112	128	128	144	144	160	160
Полная высота пружины в ненагруженном состоянии	$H_0, \text{ м}$ $\times 10^{-3}$	120	120	136	136	152	152	168	168
Шаг незагруженной пружины	$S, \text{ м}$ $\times 10^{-3}$	24,9	20,4	28,5	23,2	32,0	26,2	35,6	29,1
Полная длина проволоки	$L, \text{ м}$ $\times 10^{-3}$	1060	1230	1210	1410	1360	1590	1510	1760
Максимальная рабочая нагрузка на пружину	Диаметр проволоки 9×10^{-3} м								
	$P_{max}, \text{ Н}$	1500	1500	1355	1355	1220	1220	1020	1020
Минимальная собственная частота вертикальных колебаний установки, при максимальной рабочей нагрузке	$F_{oz}, \text{ Гц}$	3,2	2,9	2,7	2,5	2,4	2,2	2,2	2,0
Жесткость пружины в продольном направлении	$k_z, \text{ Н/м}$ $\times 10^3$	60	49	40	33	28	23	20	17
Средний диаметр пружины	$D, \text{ м}$ $\times 10^{-3}$	63	63	72	72	81	81	90	90
Высота пружины в нагруженном состоянии	$H, \text{ м}$ $\times 10^{-3}$	126	126	144	144	162	162	180	180
Полная высота пружины в ненагруженном состоянии	$H_0, \text{ м}$ $\times 10^{-3}$	135	135	153	153	171	171	189	189
Шаг незагруженной пружины	$S, \text{ м}$ $\times 10^{-3}$	28,0	22,9	32,0	26,2	36,0	29,4	40,0	32,8
Полная длина проволоки	$L, \text{ м}$ $\times 10^{-3}$	1190	1390	1360	1590	1530	1780	1700	1980

На рисунок 4.8 приведена схема пассивной виброизоляции с использованием пружинных виброизоляторов.



1 - рельс пути бетоноукладчика; 2 - фундамент виброплощадки;

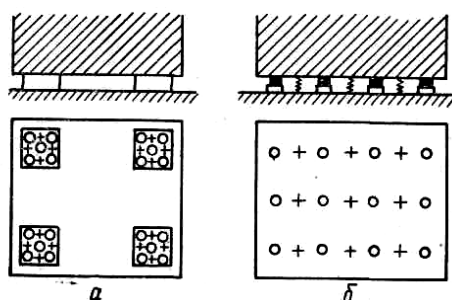
3 - железобетонная плита; 4 - виброизоляторы; 5 - пол цеха

Рисунок 4.8 - Схема пассивной виброизоляции рабочего места

Комбинированные амортизаторы, состоящие из стальных пружин и резиновых элементов, применяются в тех случаях, когда затухание в амортизаторах из одних стальных пружин оказывается недостаточным.

Комбинированные амортизаторы могут существовать в виде "кустов" из пружин и резиновых элементов или в виде отдельных пружин и резиновых элементов, устанавливаемых под агрегатом, как показано на рисунке 4.9.

Виброизоляторы следует располагать в плане симметрично относительно центра тяжести виброизолируемой установки, как правило, в четырех точках по углам прямоугольника.



а– кустовое расположение виброизоляторов; б– раздельное расположение;

«+» - пружины, «о» – резиновые элементы

Рисунок 4.9 - Схемы комбинированных виброизоляторов

Превышение h центра тяжести установки (X_0, Y_0, Z_0) над верхней плоскостью виброизоляторов и расстояния (b_x и b_y) виброизоляторов в плане от центра тяжести определяют по установочным чертежам (рисунок 4.10).

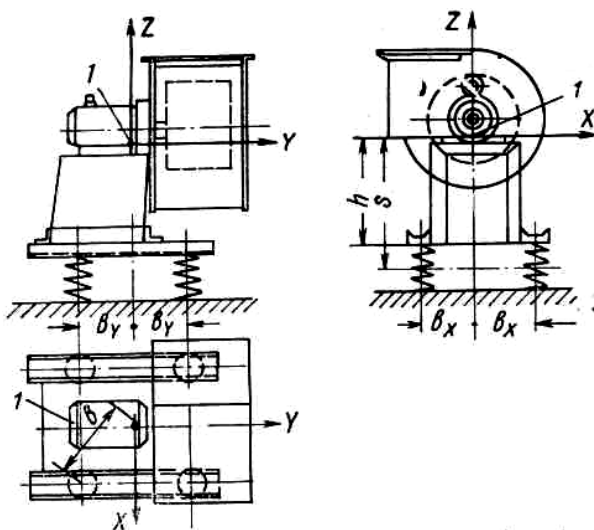


Рисунок 4.10 – Установочный чертеж вентилятора

Пример 4.3. Рассчитать виброизоляцию центробежного вентилятора с частотой вращения 900 об/мин , используя пружинные виброизоляторы (рисунок 4.10). Общий вес виброизолированной установки $Q = 2000 \text{ Н}$.

Решение. Так как расчетная частота вращения вентилятора 900 об/мин , требуемая эффективность виброизоляции $\Delta L_v = 26 \text{ дБ}$ (таблица 4.3).

Определяем расчетную частоту возбуждающей силы по формуле (4.12)

$$f = \frac{n}{60} = \frac{900}{60} = 15 \text{ Гц.}$$

Определяем коэффициент передачи вибрации по формуле (4.6)

$$K_{II} = 10^{-\Delta L_v / 20} = 10^{-26/20} = 10^{-1,3} = 0,5.$$

При известном K_{II} частоту собственных колебаний определяем из выражения (4.9)

$$f_0 = \frac{f}{\sqrt{(1/K_{II})+1}} = \frac{15}{\sqrt{(1/0,5)+1}} = 8,6 \text{ Гц.}$$

Статическую осадку виброизолятора рассчитываем, используя формулу (4.8)

$$\chi_{cm} = \left(\frac{5}{f_0} \right)^2 = \left(\frac{5}{8,6} \right)^2 = 0,34 \text{ м.}$$

Используя формулу (4.10), определяем суммарную жесткость виброизоляторов

$$k_{\Sigma} = \frac{Q}{\chi_{cm}} = \frac{2000}{0,34} = 5765 \text{ Н / м.}$$

Исходя из соображений продольной устойчивости выбираем 4 пружины и рассчитываем жесткость одной пружины $k_1 = k_z/4 = 5765/4 = 1441 \text{ Н/м}$.

Принимаем индекс пружины $C=D/d = 5$.

Рассчитываем диаметр прутка пружины по формуле (4.25), приняв допустимое рабочее напряжение на кручение $[\tau]_к = 4,3 \times 10^8 \text{ Н/м}^2$ и задавшись диаметром пружины $D = 0,09 \text{ м}$

$$d = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot Q \cdot D}{[\tau] \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 2000 \cdot 0,09}{4,3 \cdot 10^8 \cdot 3,14}} = 0,01 \text{ м.}$$

Принимаем диаметр проволоки $9 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ (таблица 4.6).

Определяем диаметр пружины $D=C \cdot d=5 \cdot 0,009=0,045 \text{ м}$.

Число рабочих витков пружины определяем по формуле (4.26), принимая модуль упругости на сдвиг для материала пружины $\sigma = 8 \cdot 10^8 \text{ Н/м}^2$

$$i = \frac{\alpha \cdot d^4}{8 \cdot k_1 \cdot D^3} = \frac{8 \cdot 10^8 \cdot 0,01^4}{8 \cdot 1441 \cdot 0,045^3} = 8 \text{ витков.}$$

Число "мертвых витков" i_2 принимаем $i_2 = 2,5 \text{ витка}$, т.к. $i > 4$.

Находим высоту ненагруженной пружины по формуле (4.27), приняв шаг пружины

$$S = 0,25D = 0,25 \times 0,045 = 0,01 \text{ м}$$

$$H_0 = i \cdot S + (i_2 + 0,5) \cdot d = 8 \cdot 0,01 + (2,5 + 0,5) \cdot 0,01 = 0,11 \text{ м.}$$

Полную длину проволоки пружины (м) определим по формуле (4.28)

$$l = (i+1,5) \sqrt{(\pi D)^2 + S^2} = (8+1,5) \sqrt{(\pi \cdot 0,045)^2 + 0,01^2} = 1,33 \text{ м.}$$

Вывод. Для виброизоляции вентиляционной установки используем 4 пружинных изолятора, диаметр пружины 0,01 м, длина проволоки пружины 1,33 м, жесткость одной пружины 1441 Н/м.

4.6 Расчет виброгасящих оснований

При работе большинства машин возникают динамические нагрузки, обусловленные неуравновешенными силами инерции. Эти силы могут вызвать недопустимые колебания строительных конструкций и оказать вредное действие на организм человека.

При передаче колебаний машин через фундаменты и грунт наиболее опасной является не вибрация агрегатов, а осадка грунта и фундаментов под сооружениями. Вибрирующий механизм, работая как вибротрамбовка, вызывает неравномерную осадку грунта, как под фундаментами установок, так и под опорами трубопроводов и других коммуникаций, в результате чего возникают дополнительные напряжения в системах, приводящие к их разрушению.

Для уменьшения колебаний строительных конструкций и расположенных на них рабочих мест машины, возбуждающие динамические нагрузки, устанавливают на массивные фундаменты (с амплитудой колебания не более 0,1-0,2 мм, а для особо ответственных сооружений - 0,005 мм) или на массивные плиты, а также увеличением жесткости системы путем введения в конструкцию дополнительных ребер жесткости. Массу фундамента подбирают таким образом, чтобы колебания подошвы фундамента не превышали (по виброперемещению) установленных для заданной частоты величин. Допускаемые амплитуды виброперемещения по ГОСТ 12.1.12 приведены в таблица 4.7 .

Таблица 4.7 - Допускаемые значения амплитуды виброперемещения

Частота гармонической составляющей, Гц	Амплитуда виброперемещения, мм	
	на постоянных рабочих местах в производственных помещениях	в производственных помещениях без вибрирующих машин
2	1.4	0.57
4	0,25	0,1

Продолжение таблицы 4.7

8	0.063	0,025
16	0.0282	0,0112
31.5	0.0141	0,0056
63	0,0072	0.0028

Расчет фундамента под виброплощадки сводится к проверке амплитуд виброперемещения вынужденных колебаний фундамента; к определению давлений, передаваемых фундаментам на грунт (таблица 4.8, 4.9); к проверке собственной частоты колебаний фундамента (собственная частота колебаний фундамента должна отличаться от частоты вынужденных колебаний не менее чем в 1,5 раза).

Таблица 4.8 - Допускаемые нормативные давления на грунт R

Вид грунта	Допускаемое давление R , $1 \cdot 10^5$ Па
Пески независимо от влажности: - крупные	3,5...4,5
- средней крупности	2,5...3,5
Пески мелкие: - маловлажные	2...3
- насыщенные водой	2,5...1,5
Пески пылеватые: - маловлажные	2...2,5
- очень влажные	1,5...2
- насыщенные водой	10...1,5
Супеси при коэффициенте пористости K : - 0,5	3
- 0,7	2
Суглинки при коэффициенте пористости K : - 0,5	2,5...3
- 0,7	1,8...2,5
- 1	1...2

Таблица 4.9 - Основные характеристики грунтов

Нормативное давление R на основание условного фундамента, $1 \cdot 10^5$, Па	Коэффициент упругого равномерного сжатия c_2 , $1 \cdot 10^6$ Н/м ³
1	20
2	40
3	50
4	60
5	70

Нормативная динамическая нагрузка N от виброплощадки, возбуждаемая механическими вибраторами с вращающимися эксцентричными массами (дебалансами), определяется как центробежная сила (Н)

$$N = m \cdot g \cdot \omega^2 \cdot r, \quad (4.29)$$

где m - масса вращающейся части машины (дебаланса), кг;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

r - эксцентриситет вращающихся масс, м;

ω - круговая частота вала машины, с⁻¹.

При использовании дебалансных вибраторов нормативную динамическую нагрузку определяют по формуле

$$N = \sum_1^n \left(\frac{M_k \cdot \omega^2}{g} \right), \quad (4.30)$$

где M_k - кинетический момент одного вибратора, Н·м; $M_k = m \cdot r$;

g - ускорение свободного падения, м/с².

Пример 4.4. Рассчитать виброгасящее основание под виброплощадку. Максимальная грузоподъемность площадки 5 т , габарит $6269 \times 1780 \times 1020\text{ мм}$, вес общий 74200 Н , в том числе подвижных частей $Q_{\text{пч}} = 62780\text{ Н}$, мощность привода 28 кВт , частота вращения 3000 мин^{-1} , максимальный кинетический момент дебалансов $M = 29\text{ Н·м}$, амплитуда виброперемещения стола $0,4\text{ мм}$, частота вибрирования $f = 50\text{ Гц}$.

Фундамент устанавливают на суглинок средней пористости с допустимым нормативным давлением $R = 3 \cdot 10^5\text{ Па}$. Виброплощадка двухвальная, нормативная возмущающая сила действует в вертикальном направлении. Виброизоляция выполнена в виде 8 цилиндрических стальных пружин.

Решение. Определяем динамическую нагрузку N , возбуждаемую деба-

лансными валами виброплощадки, для чего находим круговую частоту вала машины

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot f = 314 \cdot c^{-1},$$

$$N = \frac{M_k \cdot \omega^2}{g} = \frac{29 \cdot 314^2}{9,81} = 291760 \text{ Н.}$$

Предполагаем, что виброплощадка опирается на фундамент через стальные пружинные амортизаторы, дающие под действием подвижных (подрессоренных) частей установки статическую осадку $\lambda_{cm} = 0,005 \text{ м}$. Схема установки виброплощадки на фундамент показана на рисунок 4.11.

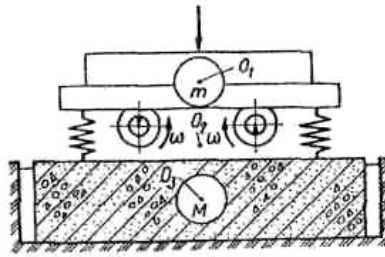


Рисунок 4.11 - Схема установки машины на виброгасящий фундамент

Суммарная жесткость всех амортизаторов

$$K = \frac{Q_{nc}}{\lambda_{cm}} = \frac{62780}{0,005} = 12556000 \text{ Н / м.}$$

Рассчитываем собственную круговую частоту вертикальных колебаний подрессоренных частей виброплощадки ω_0 и массу подвижных частей виброплощадки m_{nc}

$$m_{nc} = \frac{Q_{nc}}{g} = \frac{62780}{9,81} = 6406 \text{ Н} \cdot c^2 / \text{м.}$$

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{K}{m_{nc}}} = \sqrt{\frac{12556000}{6406}} = 44,2 \text{ c}^{-1}.$$

Определяем нормальную динамическую нагрузку, передающуюся на фундамент

$$N_\phi = \frac{N}{(\omega/\omega_0)^2 - 1} = \frac{291760}{(314/44,2)^2 - 1} = 5906 \text{ H}.$$

Исходя из известного опыта проектирования фундаментов под машины с динамическими нагрузками конструктивно принимаем площадь F_ϕ и высоту фундамента так, чтобы вес фундамента примерно в 2 раза был больше общего веса виброплощадки:

$$Q_\phi = 140000 \text{ H};$$

$$F_\phi = 6,40 \cdot 1,80 = 11,52 \text{ м}^2.$$

Масса фундамента

$$m_\phi = \frac{Q_\phi}{g} = \frac{140000}{9,81} = 14200 \frac{\text{H} \cdot \text{c}^2}{\text{м}} = 142 \text{ кг}.$$

Рассчитываем коэффициент жесткости естественного основания при ранее выбранном грунте - суглинке средней пористости с допускаемым нормативным давлением $R = 3 \cdot 10^5 \text{ Па}$, $c_z = 50 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^3$ (см. таблица 4.8, 4.9)

$$K_z = F_\phi \cdot c_z = 11,25 \cdot 50 \cdot 10^6 = 576 \cdot 10^6 \text{ Н/м}.$$

Определяем круговую частоту собственных вертикальных колебаний фундамента

$$\omega_{\phi} = \sqrt{\frac{K_z}{m_{\phi}}} = \sqrt{\frac{576000000}{14200}} = 201 \text{ с}^{-1}.$$

Рассчитываем амплитуду перемещения фундамента под действием динамической силы

$$\alpha_{\phi} = \frac{N_{\phi} \cdot (\omega / \omega_{\phi})^2 - 1}{K_z} = \frac{5906 \cdot (314 / 201)^2 - 1}{5760000} = 0,0007 \text{ см} = 0,007 \text{ мм}.$$

Вывод. При работе виброплощадки амплитуда виброперемещения фундамента не превышает допусковой величины $0,007 < a_{дон} = 0,009 \text{ мм}$ (см. ГОСТ 12.1.012).

4.4. Вибропоглощение

Вибропоглощение достигается покрытием вибрирующих частей оборудования и машин специальными демпфирующими материалами, имеющими высокое внутреннее трение, в результате уменьшаются амплитуды колебаний по пути их распространения и в местах непосредственного излучения. Эффективное действие вибропоглощающих покрытий наблюдается на резонансных частотах несущей конструкции .

Вибропоглощающие покрытия подразделяют на жесткие и мягкие, отличающиеся коэффициентом вибропоглощения (таблица 4.10).

Таблица 4.10 - Значения коэффициента вибропоглощения материала

Материал	Коэффициент	Материал	Коэффициент
Линолеум	0,3	Пенопласт ПВХ-Э	0,85
Пластик-378	0,45	Волосяной войлок	0,23
Мастика А-1	0,44	Поролон	0,22
Пластик ШВИМ-18	0,6	Губчатая резина	0,15
Мастика 272-50	0,15	Дуб	0,3

Жесткие покрытия - это твердые пластмассы (часто с наполнителями), выполненные в виде однослойных, двухслойных и многослойных конструкций, последние более эффективны, чем однослойные.

Иногда твердые вибропоглощающие материалы применяют в виде многокомпонентных систем (компаундов), состоящих из полимеров, пластификатов, наполнителей; каждый компонент придает поглощающему слою определенные свойства (таблица 4.11).

Таблица 4.11 – Характеристика вибропоглощающих материалов

Вибропоглощающий материал	Характеристика вибропоглощающих материалов		
	плотность, кг/м ³	модуль упругости, Н/м ²	коэффициент потерь
Асбокартон	$1 \cdot 10^3$	$5,8 \cdot 10^8$	0,065
Герметик ВТУ	$1 \cdot 10^3$	$1 \cdot 10^8$	0,023
Фетр, пропитанный битумом	-	$2,5 \cdot 10^8$	1,0
Агат (листовой)	-	$10 \cdot 10^8$	0,33
«Антивибрит-2»	-	$30 \cdot 10^8$	0,44
«Антивибрит-3»	-	$36 \cdot 10^8$	0,23
ВД-17-58	$1,9 \cdot 10^3$	$6 \cdot 10^8$	0,44
ВД-17-59	$1,8 \cdot 10^3$	$8,2 \cdot 10^9$	0,30
ВД-17-63	$1,7 \cdot 10^3$	$3,9 \cdot 10^{10}$	0,23
«Швим-18» с наполнителем из свинцового сурика	-	$6 \cdot 10^7$	0,39
«Швим-19» с наполнителем из железного сурика	-	$8 \cdot 10^7$	0,54
Резина 1002	750	$1 \cdot 10^7$	0,6

Многослойные покрытия чаще крепятся клеем к металлическим частям машин; однослойные покрытия обычно наносятся методом пульверизации.

Мягкие покрытия - это мягкие резины и пластмассы, битуминизированный войлок, мастики и др. При демпфировании уменьшение амплитуды вибрации деталей оборудования достигается применением покрытия упруговязкими

мастиками вибрирующих металлических поверхностей машин (рисунок 4.12). Действие покрытий основано на ослаблении вибраций путем перевода колебательной энергии в тепловую при деформациях покрытий.

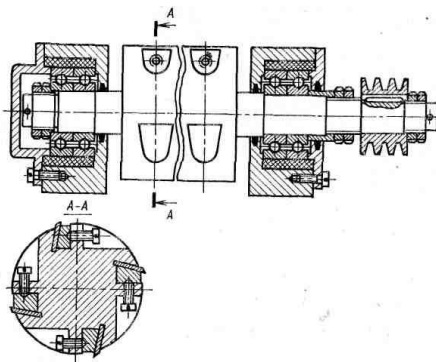


Рисунок 4.12 - Шпиндельный узел станка с вибродемпфирующей втулкой

Наибольшее распространение получили мастики типа ВД-17-63, рекомендуемые для нанесения на корпуса вентиляторов, воздуховоды, кожухи и др. При этом уровень виброскорости снижается примерно на 5 ... 8 дБ. Демпфирующие свойства мастик улучшаются, если их применять в слоистых конструкциях, т. е. чередуя слои мастики с такими материалами, как, например, фольга.

Действие вибропоглощающих покрытий удовлетворительно при условии, если протяженность поглощающего слоя равна нескольким длинам волн колебаний изгиба. При малой протяженности облицовки по сравнению с длиной волны изгиба колебания не ослабляются покрытием .

Эффективность вибропоглощающего покрытия ΔL_n оценивают по формуле

$$\Delta L_n = 20 \cdot \lg \frac{\eta_2}{\eta_1}, \quad (4.31)$$

где η_1, η_2 – коэффициенты вибропоглощения (таблица 4.10).

Список литературы

1. Лумисте Е.Г. Безопасность жизнедеятельности в примерах и задачах. Брянск: Изд-во Брянская ГСХА, 2010. 535 с.
2. Лумисте Е.Г. Расчет отопления: метод. указ. для студ. высш. учеб. заведений. Брянск: Изд-во Брянская ГСХА, 2009. 28 с.
3. Лумисте Е.Г. Расчет вентиляции: метод. указ. для студ. высш. учеб. заведений. Брянск: Изд-во Брянская ГСХА, 2009. 46 с.
4. Лумисте Е.Г., Ляхова Л.А. Расчет освещения: метод. указ. для студ. высш. учеб. заведений. Брянск: Изд-во Брянская ГСХА, 2009. 41 с.

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БРЯНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

ИНЖЕНЕРНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
Кафедра безопасности жизнедеятельности и инженерной экологии

Направление подготовки 20.03.01 Техносферная безопасность
Профиль Безопасность технологических процессов и производств

КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

по дисциплине «Производственная санитария и гигиена труда»
на тему «Проектирование и расчет технических средств
улучшения условий труда»

Выполнил:
студент группы _____

Принял:
к.т.н., доцент

Т.В. Панова

Дата сдачи курсовой работы

_____ (дата, подпись сдавшего КП)

Дата защиты курсового проекта

_____ (дата, подпись принимающего)

Результат защиты

Брянская область
20____

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БРЯНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

ИНЖЕНЕРНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
Кафедра безопасности жизнедеятельности и инженерной экологии

Направление подготовки 20.03.01 Техносферная безопасность
Профиль Безопасность технологических процессов и производств

Задание
на курсовой проект
по дисциплине «Производственная санитария и гигиена труда»
на тему «Проектирование и расчет технических средств
улучшения условий труда» для студентов группы ____.

1. Выполнить анализ производственной деятельности предприятия.
2. Выполнить анализ технологических процессов с указанием оборудования или операций, являющихся источником вредных производственных факторов.
3. Выполнить расчеты коллективных средств защиты (СКЗ), направленных на улучшение условий труда.
4. Подобрать средства индивидуальной защиты (СИЗ) в соответствии с технологическим процессом и типовыми нормами выдачи СИЗ.

Графическая часть: Лист А1 – План производственного участка с внедряемыми средствами коллективной защиты (А2), общий вид и сборочный чертёж предлагаемого технического устройства (2 листа А3).

Задание получил (а)

(дата, подпись)

Задание выдал (а)

(дата, подпись)

Учебное издание

Панова Татьяна Васильевна
Панов Максим Владимирович
Симбирцева Марина Евгеньевна

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ
УЛУЧШЕНИЯ УСЛОВИЙ ТРУДА**
Часть 2

Учебное пособие
по выполнению курсового проекта
для студентов очной и заочной форм обучения,
обучающихся по направлению подготовки
20.03.01 Техносферная безопасность
профиль Безопасность технологических процессов и производств

Редактор Осипова Е.Н.

Подписано к печати 01.03.2024 г. Формат 60x84¹/₁₆.
Бумага офсетная. Усл. п. л. 6,04. Тираж 25 экз. Изд. №7632.

Издательство Брянского государственного аграрного университета
243365 Брянская обл., Выгоничский район, с. Кокино, Брянский ГАУ