

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«НИЖЕГОРОДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ им. Р.Е. АЛЕКСЕЕВА»

И.Г. Трунова, А.Б. Елькин, В.М. Смирнова

ВЫБОР И РАСЧЕТ СРЕДСТВ ЗАЩИТЫ ОТ ШУМА И ВИБРАЦИИ

*Рекомендовано Ученым советом
Нижегородского государственного технического университета
им. Р.Е. Алексеева в качестве учебного пособия
для студентов, обучающихся по направлению
280700 «Техносферная безопасность»*

Нижний Новгород, 2012

УДК 621-752.1
ББК 38.637
Т 787

Рецензент

кандидат технических наук, профессор кафедры «Безопасность жизнедеятельности» Нижегородского государственного архитектурно-строительного университета *В.А. Мусеев*

Трунова И.Г., Елькин А.Б., Смирнова В.М.

Т 787 Выбор и расчет средств защиты от шума и вибрации: учеб. пособие по выполнению дипломных, курсовых и практических работ для студентов / И.Г. Трунова, А.Б. Елькин, В.М. Смирнова; НГТУ им. Р.Е. Алексеева. – Нижний Новгород, 2012. - 116 с.

ISBN 987-5-93272-989-2

Учебное пособие способствует формированию профессиональных компетенций в сфере проектно-конструкторской, сервисно-эксплуатационной, экспертной, надзорной, инспекционно-аудиторской и научно-исследовательской деятельности.

Рассмотрены вопросы, связанные с нормированием уровней звукового давления и вибрации в производственных помещениях. Указаны особенности выбора средств защиты от шума и производственной вибрации и изложены методики их расчета. Приведены примеры расчета и необходимые справочные данные.

Рис. 23. Табл. 29. Библиогр.: 18 назв.

УДК 621-752.1
ББК 38.637

ISBN 987-5-93272-989-2

© Нижегородский государственный
технический университет
им. Р.Е. Алексеева, 2012
©Трунова И.Г., Елькин А.Б.,
Смирнова В.М., 2012

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	4
1. Акустический расчет	6
1.1. Общие положения	6
1.2. Физические параметры шума.....	6
1.3. Классификация и нормирование шума.....	8
1.4. Определение уровня звукового давления в расчётных точках.....	12
1.5. Расчет требуемого снижения уровня звукового давления в рас- четных точках.....	20
2. Выбор мероприятий по снижению шума	22
2.1. Определение требуемой звукоизолирующей способности	23
2.2. Приближенный расчет звукоизоляции однослойных ограждений от воздушного шума.....	26
2.3. Звукоизолирующие кожухи	29
2.4. Кабины наблюдения и дистанционного управления, звукоизоли- рованные укрытия	36
2.5. Акустические экраны.....	37
2.6. Звукопоглощающие облицовки.....	41
2.7. Снижение аэродинамических шумов.....	45
2.8. Расчет границ санитарно-защитной зоны по шумовому фактору..	45
3. Расчет виброизоляции	48
3.1. Физические характеристики вибрации.....	48
3.2. Системы защиты от вибрации.....	49
3.3. Расчет пружинного амортизатора.....	52
3.4. Расчет резиновых амортизаторов.....	55
3.5. Расчет виброизоляторов для установки стационарных агрегатов..	57
4. Примеры расчетов	65
4.1. Расчет границы санитарно-защитной зоны.....	65
4.2. Расчет виброизоляторов для установки стационарных агрегатов	68
4.3. Определение снижения шума при применении звукопоглощаю- щей облицовки.....	72
4.4. Расчет звукоизолирующего кожуха.....	76
Список рекомендуемой литературы	80
Приложения	81

ВВЕДЕНИЕ

Проблема акустических факторов производственной среды (вибрация и шум) является одной из острейших проблем развития современной цивилизации, приоритеты развития которой за последние десятилетия существенно изменились. Известный германский акустик проф. М.Хекль заметил, что технологии, основной тенденцией которых было «больше, быстрее, выше» сегодня сменились новыми, тенденциями: «лучше, безопаснее, тише».

В связи с этим выпускник по направлению «Техносферная безопасность» должен обладать способностями ориентироваться в перспективах развития техники и технологии защиты человека и природной среды от опасностей техногенного происхождения, обоснованно выбирать известные устройства, системы и методы защиты человека от опасных и вредных производственных факторов, в соответствии с требованиями нормативных правовых актов в области обеспечения безопасности.

Неблагоприятное акустическое воздействие в той или иной мере ощущает почти каждый второй житель нашей планеты. Широкое внедрение в промышленность новых интенсивных технологий, рост мощности и быстроходности оборудования, широкое использование многочисленных и быстроходных средств наземного, воздушного и водного транспорта, применение разнообразного бытового оборудования - все это привело к тому, что человек на работе, в быту, на отдыхе, при передвижении подвергается многократному воздействию вредного шума, своего рода акустической экспансии.

Повышенный шум влияет на нервную и сердечно-сосудистую системы, вызывает раздражение, утомление, агрессивность. Профессиональные заболевания, связанные с воздействием шума и вибрации (например, неврит слухового нерва, вибрационная болезнь), находятся на 1-3 местах среди всех профессиональных заболеваний. По данным российских ученых, эти заболевания в России достигают более 35% от общего числа профессиональных заболеваний. Под воздействием повышенного шума во всем мире находятся десятки миллионов работающих и сотни миллионов жителей городов.

Известно, что шум влияет и на производительность труда. При уровнях шума свыше 80 дБА увеличение его на каждые 1-2 дБА вызывает снижение производительности труда не менее чем на 1%. Экономические потери от повышенного шума в развитых странах достигают десятки миллиардов долларов в год. Сегодня конкурентоспособность машин в немалой степени определяется их уровнем шума. При этом, чем меньше шум машины, агрегата, установки, тем, как правило, она дороже. Каждый децибел снижения шума обеспечивает около 1% повышения стоимости продаваемого изделия. Например, стоимость супершумозаглушенных компрессорных станций на 40% выше стоимости таких же шумных. В современных самолетах стоимость шумозащиты достигает 25% стоимости изделия, а в автомобилях 10%.

По последним данным, стоимость всех мероприятий по борьбе с шумом только для стран Западной Европы составляет, по очень скромным оценкам,

38 млрд. евро в год, или почти 1% ВВП. Это не удивительно, если учесть, что стоимость 1км акустического экрана составляет в среднем почти 1млн долларов. Отметим, что, несмотря на эти немалые затраты, только в Объединенной Европе около 130 млн человек подвергаются действию шума, который вызывает беспокойство и раздражение, превышая допустимые нормы. Это значит, что расходы на борьбу с шумом недостаточны и, по оценке специалистов, должны быть в 2-3 раза выше.

Осознавая актуальность этой проблемы, человечество вынуждено тратить на ее решение значительные материальные и интеллектуальные ресурсы. И с каждым годом для обеспечения приемлемых уровней воздействия шума на человека эти затраты только возрастают.

Шум и вибрация в производственных помещениях, как правило, вызываются многими причинами, что создает определенные трудности в борьбе с ними и обычно требует одновременного проведения комплекса мероприятий как инженерно-технического, так и медицинского характера.

Наиболее перспективным направлением снижения шума является создание малошумных машин, оборудования и средств транспорта. Поэтому технически обоснованное ограничение шумовых характеристик машин непосредственно как источников шума имеет первостепенное значение. Технически обоснованные шумовые характеристики машин и оборудования являются важным показателем качества, позволяют прогнозировать уровни шума на рабочих местах и уже на стадии проектирования технологических процессов и производственных зданий принимать меры по снижению шума до уровней, регламентированных санитарными нормами. Этот путь достаточно сложный и не всегда приносит ожидаемый результат. Поэтому, важное место при борьбе с шумом и вибрацией занимают методы, снижающие эти неблагоприятные факторы производственной среды на пути их распространения.

Снижение шума на пути его распространения осуществляется следующими методами [1]: организационными; звукоизоляции; звукопоглощения; виброизоляции; дистанционного управления из звукоизолирующих кабин.

Основным эффективным способом снижения шума по пути распространения является звукоизоляция. С помощью звукоизоляции снижают шум на 30-70 дБ.

Звукопоглощение или так называемая акустическая обработка помещений, позволяет снизить шум всего лишь на 5-10 дБ.

Применение виброизоляции машин и оборудования позволит снизить вибрацию на 20-25 дБ.

1. АКУСТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

1.1. Общие положения

Источниками шума и вибрации на машиностроительных предприятиях являются станочное, кузнечно-прессовое оборудование, энергетические установки, компрессорные и насосные станции, вентиляционные установки, стендовые испытания двигателей внутреннего сгорания и др. Уровень шума на рабочих местах в производственных помещениях, возникающих от этих источников, обычно значительно превышает допустимые значения. Поэтому при проектировании производственных процессов необходимым условием является определение ожидаемых уровней шума на рабочих местах с помощью акустического расчёта и разработки на его основе средств и методов защиты от шума.

Акустический расчёт должен производиться на стадии технического проекта по комплексу сооружений или отдельному объекту. Акустический расчёт включает:

- выявление источников шума и определение их шумовых характеристик;
- выбор расчетных точек в помещениях или на территориях на которых производится акустический расчёт;
- определение допустимых уровней звукового давления ($L_{\text{доп}}$) для расчётных точек;
- выявление путей распространения шума от источников до расчётных точек;
- определение ожидаемых уровней звукового давления L в расчётных точках до осуществления мероприятий по снижению шума с учётом снижения уровня звуковой мощности ΔL_p на пути распространения звука;
- определение требуемого снижения уровней звукового давления $\Delta L_{\text{тр}}$ в расчётных точках;
- выбор мероприятий, обеспечивающих требуемое снижение уровней звукового давления в расчётных точках;
- расчет и проектирование, выбор типа и размеров шумоглушащих, звукопоглощающих и звукоизолирующих конструкций (глушителей, экранов, звукопоглощающих облицовок, звукоизолирующих кожухов и т.д.).

1.2. Физические параметры шума

Шум определяется как совокупность звуков, характеризуется частотой f , интенсивностью I и звуковым давлением P .

Во время распространения звуковых колебаний в воздухе появляются области разрежения и области повышенного давления, которые и определяют величину звукового давления P . Звуковым давлением называется разность между мгновенным значением давления при распространении звуковой волны и средним значением давления в невозмущенной среде.

На слух человека действует среднеквадратичное значение звукового давления:

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

Осреднение во времени происходит в органе слуха человека за время 30...100 мс.

Единица измерения звукового давления - Па (Н/м²).

При распространении звуковой волны происходит перенос кинетической энергии, величина которой определяется интенсивностью звука. Интенсивность звука определяется средней по времени энергией, переносимой звуковой волной в единицу времени сквозь единичную площадку, перпендикулярную направлению распространения волны:

$$I = W/S \cdot T, \quad (2)$$

где W – звуковая мощность источника шума, Вт; S - площадь, сквозь которую распространяется звуковая волна, м²; T – время, с.

Единица измерения интенсивности звука - Вт/м². Интенсивность звука и звуковое давление связаны соотношением:

$$I = p^2 / \rho c \quad (3)$$

где c — скорость распространения звука в данной среде, м/с; ρc — удельное акустическое сопротивление среды Па·с/м.

Для воздуха ρc - 410 Па·с/м, для воды - $1,5 \cdot 10^6$ Па·с/м, для стали - $4,8 \cdot 10^7$ Па·с/м.

Величины звукового давления и интенсивности изменяются в очень широких пределах: по давлению до 10^8 раз, по интенсивности — до 10^{16} раз. Согласно закона Вебера-Фехнера органы слуха воспринимают не абсолютное значения звукового давления, а его относительное изменение. Поэтому для оценки шума используются логарифмические величины — уровни звукового давления и интенсивности звука.

Уровень звукового давления и интенсивности звука определяется как

$$L_p = 10 \cdot \lg \frac{p^2}{p_0^2} = 20 \cdot \lg \frac{p}{p_0}, \quad (4)$$

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

где $p_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ Па - пороговое звуковое давление на частоте 1000 Гц, I_0 - интенсивность звука на пороге слышимости, принимаемая для всех звуков равной 10^{-12} Вт/м².

При нормальных атмосферных условиях, когда акустическое сопротивление среды ($\rho \cdot c$) постоянно, $L_I = L_p$.

Снижение шума ΔL определяется разностью начального и конечного уровней в дБ.

$$\Delta L = L_1 - L_2 = 20 \cdot \lg \frac{p_1}{p_2}. \quad (6)$$

Суммарный уровень шума от нескольких источников находится сложением их интенсивностей звука.

$$I_{\Sigma} = I_1 + I_2 + I_3 + \dots + I_N \quad (7)$$

и определяется выражением

$$L_{\Sigma} = 10 \cdot \lg \sum_{i=1}^n 10^{0.1L_i}, \quad (8)$$

где L_i - уровень звукового давления, создаваемый i -м источником, n - количество источников шума.

1.3. Классификация и нормирование шума

Органы слуха человека способны воспринимать звуки в диапазоне частот от 20 Гц до 20 кГц.

При измерении и анализе шума весь диапазон частот разбивают на октавы - интервалы частот, где верхняя частота больше нижней в 2 раза:

$$\frac{f_2}{f_1} = 2 \quad (9)$$

и третьоктавные полосы частот, определяемые соотношением:

$$\frac{f_2}{f_1} = \sqrt[3]{2} \quad (10)$$

В качестве частоты, характеризующей полосу в целом, берется среднегеометрическая частота:

- для октавного диапазона $f_{cp} = \sqrt{f_1 f_2}$;
- для третьоктавного $f_{cp} = \sqrt[3]{2} f_1$

В соответствии с ГОСТ 12.1.003-88 «ССБТ. Шум. Общие требования безопасности» [2] шум классифицируется по характеру спектра и временным характеристикам.

По характеру спектра шум подразделяется на широкополосный и тональный.

Широкополосным называется шум с непрерывным спектром шириной более одной октавы.

Тональным называется шум, в спектре которого имеются выраженные дискретные тона. Тональность шума устанавливается измерением уровней звукового давления в 1/3 октавных полосах частот, когда превышение уровня в одной полосе по сравнению с соседними составляет не менее чем 10 дБ.

По временным характеристикам шум подразделяется на постоянный и непостоянный. Постоянный шум - шум, уровень звука которого изменяется по времени (за 8-часовой рабочий день или за время измерения) не более чем на 5дБА при измерении по временной характеристике шумомера «медленно». В свою очередь, непостоянный шум - это шум, уровень которого во времени изменяется более чем на 5 дБА.

Непостоянный шум подразделяются на:

- колеблющийся во времени, уровень звука которого непрерывно изменяется во времени;
- прерывистый, уровень звука которого ступенчато изменяется (на 5 дБА и более), причем длительность интервалов, в течение которых уровень остается постоянным, составляет 1 с и более;
- импульсный, состоящий из одного или нескольких звуковых сигналов каждый длительностью менее 1 с, при этом уровни звука в дБА1 и дБА, измеренные соответственно на временных характеристиках шумомера «импульс» и «медленно», отличаются не менее чем на 7 дБА.

Предупреждение неблагоприятного воздействия шума на организм человека основано на его гигиеническом нормировании, целью которого является обоснование допустимых уровней, обеспечивающих предупреждение функциональных расстройств и заболеваний. В качестве критерия нормирования используются предельно допустимые уровни (ПДУ).

Предельно допустимый уровень шума - это уровень фактора, который при ежедневной (кроме выходных дней) работе, но не более 40 часов в неделю в течение всего рабочего стажа, не должен вызывать заболеваний или отклонений в состоянии здоровья, обнаруживаемых современными методами исследований в процессе работы или в отдаленные сроки жизни настоящего и последующего поколений.

Нормирование шума производится по комплексу показателей с учетом их гигиенической значимости на основании СН 2.2.4/2.1.8.562-96 «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки»[3].

Для постоянного шума нормируемой характеристикой являются уровни звукового давления в дБ в октавных полосах частот со средне-геометрическими значениями 31,5; 63; 125; 250; 500; 1000; 2000; 4000 и 8000Гц. Допускается также в качестве регламентируемой величины постоянного широкополосного шума на рабочих местах принимать уровень звука в дБА, измеренный по временной характеристике шумомера «медленно».

Нормируемой характеристикой непостоянного шума является эквивалентный (по энергии) уровень звука в дБА.

Эквивалентный (по энергии) уровень звука $L_{Aэкв}$ (в дБА) непостоянного шума - уровень звука постоянного широкополосного шума, который имеет то же самое среднее квадратичное звуковое давление, что и данный непостоянный шум в течение определенного интервала времени.

Предельно допустимые уровни звука и эквивалентные уровни звука на рабочих местах устанавливаются с учетом напряженности и тяжести трудовой деятельности, определяемых в соответствии с руководством «Гигиенические критерии оценки и классификация условий труда по показателям вредности и опасности факторов производственной среды, тяжести и напряженности трудового процесса» Р 2.2.5-2006 [4]. Их значения на рабочих местах для трудовой деятельности разных категорий тяжести и напряженности приведены в табл. 1. Предельно допустимые уровни звукового давления в октавных полосах частот

для постоянных шумов, соответствующие указанным в табл. 1 уровням звука в дБА, приведены в табл. 2.

Таблица 1

Предельно допустимые уровни звука и эквивалентные уровни звука на рабочих местах для трудовой деятельности разных категорий тяжести и напряженности, дБА

Категория напряженности трудового процесса	Категория тяжести трудового процесса				
	Легкая физическая нагрузка	Средняя физическая нагрузка	Тяжелый труд 1 степени	Тяжелый труд 2 степени	Тяжелый труд 3 степени
Напряженность легкой степени	80	80	75	75	75
Напряженность средней степени	70	70	65	65	65
Напряженный труд 1 степени	60	60			
Напряженный труд 2 степени	50	50			

Примечания. 1. Для тонального и импульсного шума ПДУ на 5 дБА меньше значений, указанных в табл. 1. 2. Для шума, создаваемого в помещениях с установками кондиционирования воздуха, вентиляции и воздушного отопления * на 5 дБА меньше фактических уровней шума в помещениях, если последние не превышают значений в табл. 1 (поправка для тонального и импульсного шума при этом не учитывается), в противном случае на 5 дБА меньше значений, указанных в табл. 1. 3. Дополнительно для колеблющегося во времени и прерывистого шума максимальный уровень звука не должен превышать 110дБА, а для импульсного шума 125 дБА. 4. Сочетания напряженного и очень напряженного с тяжелым и очень тяжелым физическим трудом не нормируются, исходя из необходимости их ликвидации как недопустимых.

Таблица 2

ПДУ звукового давления в октавных полосах частот и уровни звука в дБА

Уровень звука, дБА	Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами								
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
50	86	71	61	54	49	45	42	40	38
55	89	75	66	59	54	50	47	45	44
60	93	79	70	63	58	55	52	50	49
65	96	83	74	68	63	60	57	55	54
70	100	87	79	72	68	65	63	61	59
75	103	91	83	77	73	70	68	66	64
80	107	95	87	82	78	75	73	71	69

Предельно допустимые уровни звукового давления в октавных полосах частот, уровни звука и эквивалентные уровни звука для некоторых наиболее типичных видов трудовой деятельности и рабочих мест, разработанные с учетом тяжести и напряженности труда, приведены в табл. 3.

Таблица 3

Допустимые уровни звукового давления L , дБ, допустимые эквивалентные и максимальные уровни звука на рабочих местах в производственных и вспомогательных зданиях, на площадках промышленных предприятий, в помещениях жилых и общественных зданий и на территориях жилой застройки (СНиП 23-03-2003 [4])

Назначение помещений или территорий	Уровень звукового давления (эквивалентный уровень звукового давления) L , дБ, в октавных полосах частот со среднегеометрическими частотами, Гц									Уровень звука L_a , (эквивалентный уровень звука $L_{a экв}$), дБА	Максимальный уровень звука, дБА $L_{a max}$
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000		
1. Рабочие помещения административно-управленческого персонала производственных предприятий, лабораторий, помещения для измерительных и аналитических работ	93	79	70	63	58	55	52	50	49	60	70
2. Рабочие помещения диспетчерских служб, кабины наблюдения и дистанционного управления с речевой связью по телефону, участки точной сборки, телефонные и телеграфные станции, залы обработки информации на ЭВМ	96	83	74	68	63	60	57	55	54	65	75
3. Помещения лабораторий для проведения экспериментальных работ, кабины наблюдения и дистанционного управления без речевой связи по телефону	103	91	83	77	73	70	68	66	64	75	90
4. Помещения с постоянными рабочими местами производственных предприятий, территории предприятий с постоянными рабочими местами (за исключением работ, перечисленных в поз.1-3)	107	95	87	82	78	75	73	71	69	80	95
5. Помещения офисов, рабочие помещения и кабинеты административных зданий, конструкторских, проектных и научно-исследовательских организаций: категории А	83	67	57	49	44	40	37	35	33	45	60
категорий Б и В	86	71	61	54	49	45	42	40	38	50	65

Нормативные требования по уровням шума в жилых и общественных зданиях установлены для различных категорий:

категория А - обеспечение высококомфортных условий;

категория Б - обеспечение комфортных условий;

категория В - обеспечение предельно допустимых условий.
Категорию здания устанавливают техническим заданием на проектирование.

1.4. Определение уровней звукового давления в расчетных точках

Для акустического расчета необходимо выявить все источники шума и их шумовые характеристики.

Шумовыми характеристиками источников шума являются уровни звуковой мощности L_p , дБ в октавных полосах частот и показатели направленности излучения шума, которые должны быть указаны в технических условиях, инструкции эксплуатации или паспорте соответствующего оборудования. При отсутствии таких сведений необходимо пользоваться справочными данными по шумовым характеристикам применяемой машины или её аналога. Шумовые характеристики источников шума представлены в прил. 1.

При акустическом расчете октавные уровни звукового давления L (дБ) определяются в зависимости от взаимного расположения расчётных точек и источников шума для каждой из восьми октавных полос со среднегеометрическими значениями 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000 и 8000 Гц. Ниже рассматриваются типичные случаи определения ожидаемых уровней звукового давления в расчетных точках для машиностроительных предприятий [5, 6].

При акустических расчетах для источников шума, излучающих шум в окружающую атмосферу, расчетные точки выбирают на расстоянии 2 м от плоскости окон ближайших зданий, ориентированных в сторону источников шума, на высоте 1,2 м от поверхности земли. На территории промышленной площадки обычно выбираются две или три расчетные точки. Например, одна - около ближайшего лабораторно-конструкторского или административного здания, другая - около ближайшего жилого здания, третья - около окна тихого помещения того же здания.

Если шум излучается в помещение, расчетные точки выбираются внутри помещения. Внутри помещений выбирают две точки: на рабочем месте, расположенном в зоне действия отраженного звука, и в зоне действия как отраженного, так и прямого звука. В обоих случаях расчетные точки должны быть расположены на уровне уха работающего (на высоте 1,2-1,5 м).

Расчетные точки и источники шума расположены на территории

Ожидаемые уровни звукового давления рассчитываются по формуле

$$L_i = L_{pi} - 20 \lg r_i + 10 \lg \frac{\Phi_i}{\Omega} - \frac{\beta_a r_i}{1000}, \text{ дБ} \quad (11)$$

где L_{pi} - уровень звуковой мощности рассматриваемого источника шума, дБ;
 Φ_i - фактор направленности источника шума, r_i - расстояние от источника шума

до расчетной точки, м; i - номер источника; β_a - затухание звука в атмосфере, дБ/км, принимается по табл. 4.

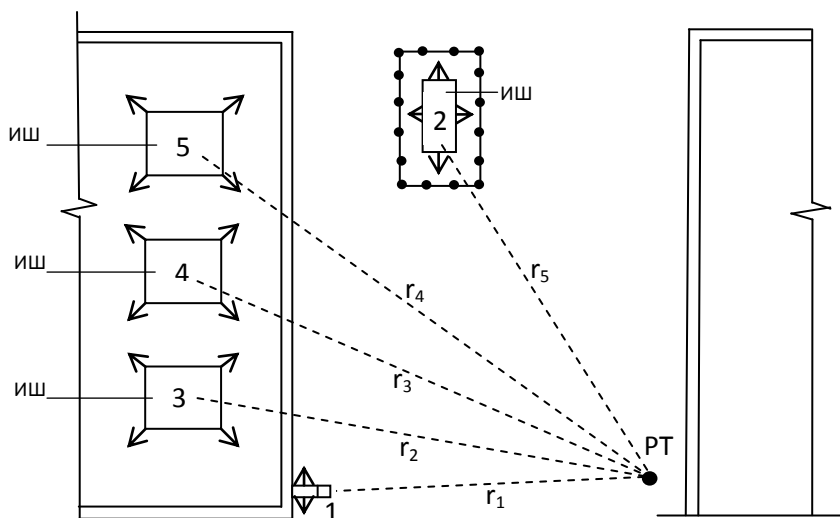


Рис. 1. Схема расположения расчетной точки (РТ) и источников шума (ИШ)
1-5 - номера источников шума, r - расстояние от источника шума до расчетной точки

Таблица 4

Затухание звука в атмосфере

Среднегеометрическая частота, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
β_a , дБ/км	0	0,7	1,5	3,0	6,0	12	24	48

При протяженном источнике ограниченного размера (стена производственного здания, цепочка шахт вентиляционных систем на крыше производственного здания) уровень шума определяется по формуле:

$$L_i = L_{Pi} - 15lgr_i + 10l g \frac{\Phi_i}{\Omega} - \frac{\beta_a r_i}{1000}, \text{дБ} \quad (12)$$

При расстоянии $r_i \leq 50$ м затухание в атмосфере не учитывается.

Таблица 5

Определение фактора направленности шума

Условия излучения	Ω , рад	Φ
В пространство - источник на колонне в помещении, на мачте, трубе	4π	1
В полупространство - источник на полу, на земле, на стене	2π	2
В $1/4$ пространства - источник в двухгранном углу (на полу близко от одной стены)	π	4
В $1/8$ пространства - источник в трехгранном углу (на полу близко от двух стен)	$\pi/2$	8

Если нет специальных данных, для источников, расположенных на земле или на полу здания, и для выходных отверстий газодинамических установок принимают $\Phi_i=2$.

Фактор направленности может быть определен из условия излучения шума по табл. 5.

Источники шума расположены в здании, а расчетные точки - на территории, и шум в атмосферу проникает через ограждающие конструкции

Ожидаемые уровни звукового давления в расчетной точке определяются отдельно для каждого элемента ограждения (стены, окна, двери и т.д) через которое проникает шум, по формулам:

$$L_i = L_{Pc} - \Delta L_{Pi} - 20 \lg r_i - \frac{\beta_a r_i}{1000} - 5 \text{дБ}, \quad (13)$$

$$\Delta L_{Pi} = 10 \lg B_{\text{ш}} - 10 \lg S_i + R_i, \quad (14)$$

где $L_{Pc} = 10 \lg \sum_{k=1}^m 10^{0.1 L_{Pk}}$ - суммарный октавный уровень звуковой мощности

всех источников шума, находящихся в рассматриваемом помещении, дБ; (может быть определен по табл. 6); L_{Pk} - октавный уровень звуковой мощности, излучаемый каждым источником шума, дБ; m - общее количество источников шума в помещении; ΔL_{Pi} - снижение уровня звуковой мощности по пути распространения звука, дБ; $B_{\text{ш}}$ - постоянная рассматриваемого помещения с источниками шума (рис. 3) м^2 ; S_i - площадь рассматриваемого ограждения или отдельного элемента ограждения, через которое шум проникает в атмосферу, м^2 ; R_i - звукоизолирующая способность рассматриваемого ограждения или элемента ограждения, через которое шум проникает из помещения в атмосферу (для проемов, решеток, фильтров = 0); r_i - расстояние от центра каждого из обращенных к расчетной точке элементов ограждения (включая наружное перекрытие), через которое проникает шум, м; β_a - затухание звука в атмосфере, дБ/км (табл.4).

Таблица 6

Таблица сложения уровней звуковой мощности или звукового давления

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

Постоянная помещения может быть определена по формулам

$$B = \frac{A}{1 - \alpha_{\text{ср}}}, \quad (15)$$

$$A = \sum_{i=1}^n \alpha_i S_i + \sum_{j=1}^m A_j n_j, \quad (16)$$

где A - эквивалентная площадь звукопоглощения, м^2 , рассчитывается по формуле 16; $\alpha_{\text{ср}}$ - средний коэффициент звукопоглощения; α_i - коэффициент звукопоглощения i -й поверхности; S_i - площадь i -й поверхности, м^2 ; A_j - эквивалентная площадь звукопоглощения j -го штучного поглотителя, м^2 ; n_j - количество j -х штучных поглотителей, шт.; $\alpha_{\text{ср}}$ - средний коэффициент звукопоглощения, определяется по формуле

$$\alpha_{\text{ср}} = \frac{A}{S_{\text{обл}}}. \quad (17)$$

$S_{\text{обл}}$ - общая площадь всех ограждающих поверхностей.

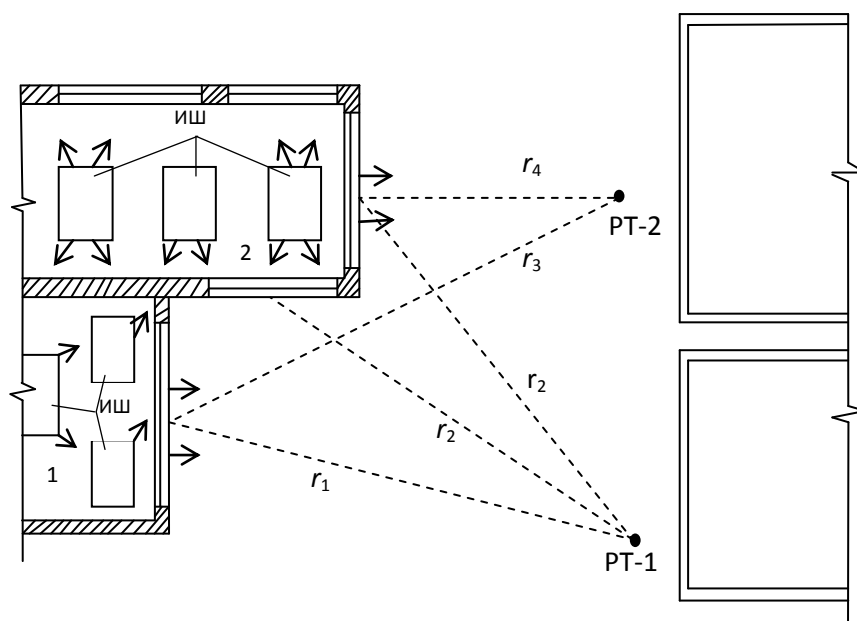


Рис. 2. Схема расположения расчетных точек РТ и источников шума ИШ
1, 2 - номера помещений с источниками шума, r_i - расстояние от центра излучающего шум ограждения до расчетной точки

Расчётная точка находится в помещении с одним источником шума

Октавные уровни звукового давления L , дБ, в расчетных точках соразмерных помещений (с отношением наибольшего геометрического размера к наименьшему не более 5) при работе одного источника шума следует определять по формуле

$$L = L_w + 10 \lg \left(\frac{\chi \Phi}{\Omega r^2} + \frac{4}{kB} \right), \quad (18)$$

где L_w - октавный уровень звуковой мощности, дБ; χ - коэффициент, учитывающий влияние ближнего поля в тех случаях, когда расстояние r меньше удвоенного максимального габарита источника ($r < 2l_{\text{max}}$) (принимают по табл. 7 или по графику рис. 4); Φ - фактор направленности источника шума (для ис-

точников с равномерным излучением $\Phi = 1$); Ω - пространственный угол излучения источника, рад. (принимают по табл. 5); r - расстояние от акустического центра источника шума до расчетной точки, м (если точное положение акустического центра неизвестно, он принимается совпадающим с геометрическим центром); k - коэффициент, учитывающий нарушение диффузности звукового поля в помещении (принимают по табл. 8 в зависимости от среднего коэффициента звукопоглощения α_{cp}); B - акустическая постоянная помещения, м².

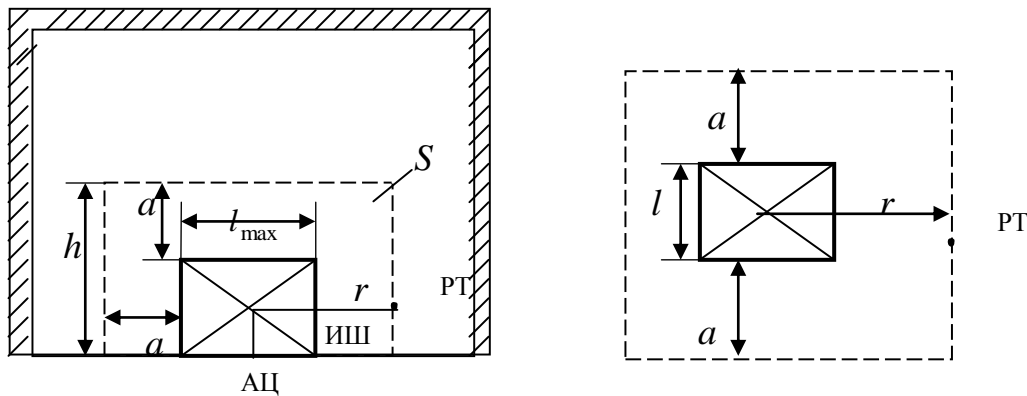


Рис. 3. План помещения и схема расположения источника шума и расчётной точки

Акустический центр шума (АЦ) – проекция геометрического центра машины на горизонтальную плоскость, показан на рис. 3.

Таблица 7

Определение коэффициента χ

r/l_{max}	χ	$10 \lg \chi$, дБ
0,6	3	5
0,8	2,5	4
1,0	2	3
1,2	1,6	2
1,5	1,25	1
2	1	0

Таблица 8

Определение коэффициента k

α_{cp}	k	$10 \lg k$, дБ
0,2	1,25	1
0,4	1,6	2
0,5	2,0	3
0,6	2,5	4

Граничный радиус $r_{гр}$, м, в помещении с одним источником шума - расстояние от акустического центра источника, на котором плотность энергии прямого звука равна плотности энергии отраженного звука, определяют по формуле

$$r_{гр} = \sqrt{\frac{B}{4\Omega}} \quad (19)$$

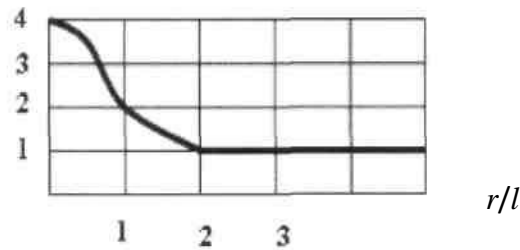


Рис. 4. График для определения коэффициента χ

Если источник расположен на полу помещения, граничный радиус определяют по формуле

$$r_{гр} = \sqrt{\frac{B}{8\pi}} = \sqrt{\frac{B}{25,12}} \quad (20)$$

Расчетные точки на расстоянии до $0,5r_{гр}$ можно считать находящимися в зоне действия прямого звука. В этом случае октавные уровни звукового давления следует определять по формуле

$$L = L_w + 10\lg \Phi + 10\lg \chi - 20\lg r - 10\lg \Omega \quad (21)$$

Расчетные точки на расстоянии более $2r_{гр}$ можно считать находящимися в зоне действия отраженного звука. В этом случае октавные уровни звукового давления следует определять по формуле χ

$$L = L_w - 10\lg B - 10\lg k + 6 \quad (22)$$

Расчётная точка находится в помещении с несколькими источниками шума

Звуковое поле, создаваемое источниками шума, в замкнутом объеме определяется как прямым звуком, излучаемым непосредственно самим источником, так и отраженным от ограждающих объем поверхностей.

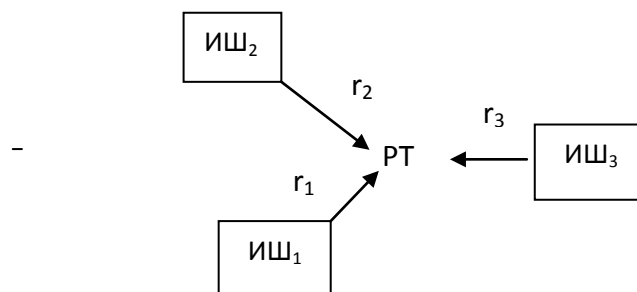


Рис. 5. Схема расположения источников шума и расчётной точки

Октавные уровни звукового давления L , дБ, в расчетных точках соразмерного помещения с несколькими источниками шума следует определять по формуле

$$L = 10 \lg \left(\sum_{i=1}^m \frac{10^{0,1L_{wi}} \chi_i \Phi_i}{\Omega r_i^2} + \frac{4}{kB} \sum_{i=1}^n 10^{0,1L_{wi}} \right), \quad (23)$$

где L_{wi} - октавный уровень звуковой мощности i -го источника, дБ; χ_i , Φ_i , r_i - то же, что и в формулах (11) и (18), но для i -го источника; m - число источников шума, ближайших к расчетной точке (находящихся на расстоянии $r_i \leq 5r_{\text{мин}}$, где $r_{\text{мин}}$ - расстояние от расчетной точки до акустического центра ближайшего источника шума); n - общее число источников шума в помещении; k и B - то же, что и в формулах (11) и (18).

В помещении находится несколько одинаковых источников шума

Ожидаемые уровни звукового давления от всех источников шума определяются по следующим формулам

Если все n источников имеют одинаковую звуковую мощность L_{wj} , то

$$10 \lg \sum_{i=1}^n 10^{0,1L_{wi}} = L_{wi} + 10 \lg n, \quad (24)$$

где L_{p0} - октавный уровень звуковой мощности, излучаемой одним источником шума, дБ; n - общее число источников шума.

В зоне отраженного звука по формуле:

$$L = L_w - 10 \lg B - 10 \lg k + 6. \quad (25)$$

Источники шума расположены в смежном с изолируемым помещением, а шум проникает в изолируемое помещение через ограждающие конструкции

Расположение расчетной точки и источников шума показано на рис.6.

Октавные уровни звукового давления L , дБ, в расчетных точках в изолируемом помещении, проникающие через ограждающую конструкцию из соседнего помещения с источником (источниками) шума или с территории, следует определять по формуле

$$L = L_{\text{ш}} - R + 10 \lg S - 10 \lg B_{\text{и}} - 10 \lg k, \quad (26)$$

где $L_{\text{ш}}$ - октавный уровень звукового давления в помещении с источником шума на расстоянии 2 м от разделяющего помещения ограждения, дБ, определяют по формулам (18), (22) или (23); при шуме, проникающем в изолируемое помещение с территории, октавный уровень звукового давления $L_{\text{ш}}$ снаружи на расстоянии 2 м от ограждающей конструкции определяют по формулам (11) или (12); R - изоляция воздушного шума ограждающей конструкцией, через которую проникает шум, дБ; S - площадь ограждающей конструкции, м^2 ; $B_{\text{и}}$ - акустическая постоянная изолируемого помещения, м^2 ; k - то же, что и в формуле (18).

Если ограждающая конструкция состоит из нескольких частей с различной звукоизоляцией (например, стена с окном и дверью), R определяют по формуле

$$R = 10 \lg \frac{S}{\sum_{i=1}^n \frac{S_i}{10^{0,1R_i}}}, \quad (27)$$

где S_i - площадь i -й части, m^2 ; R_i - изоляция воздушного шума i -й частью, дБ.

Если ограждающая конструкция состоит из двух частей с различной звукоизоляцией ($R_1 > R_2$), R определяют по формуле

$$R = R_1 - 10 \lg \frac{\frac{S_1}{S_2} + 10^{0,1 R_1 - R_2}}{1 + \frac{S_1}{S_2}}. \quad (28)$$

При $R_1 \gg R_2$ при определенном соотношении площадей $\frac{S_1}{S_2}$ допускается вместо звукоизоляции ограждающей конструкции R при расчетах по формуле (26) вводить звукоизоляцию слабой части составного ограждения R_2 и ее площадь S_2 .

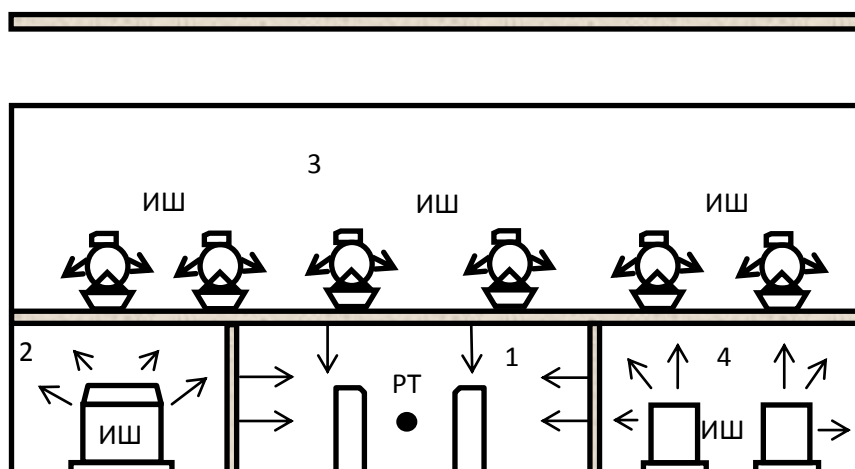


Рис. 6. Схема расположения расчетной точки РТ и источников шума ИШ
1 - изолируемое помещение; 2, 3, 4 - шумные помещения

Источники шума расположены на прилегающей территории, а шум проникает через ограждающие конструкции в изолируемое помещение

Расположение расчетной точки и источников шума показано на рис.7.

Ожидаемые уровни звукового давления L_i в расчетной точке определяют по формулам 26 -28.

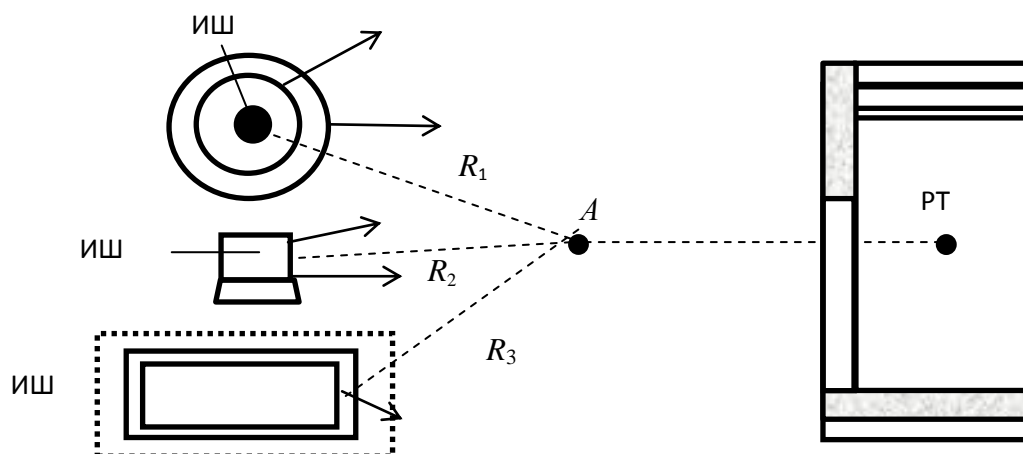


Рис. 7. Схема расположения расчетной точки РТ и источников шума ИШ
ИШ - источник шума, РТ - расчетная точка

1.5. Расчет требуемого снижения уровня звукового давления в расчётных точках

Требуемое снижение уровня звукового давления в расчётной точке от одного источника шума определяется как разность между ожидаемым уровнем звукового давления в расчётной точке и допустимым уровнем $L_{\text{доп}}$:

$$\Delta L_{\text{тр}} = L - L_{\text{доп}}, \quad (29)$$

где L - октавный уровень звукового давления, дБ, или уровень звука от этого источника шума, дБА, рассчитанный в расчетной точке; $L_{\text{доп}}$ - допустимый октавный уровень звукового давления, дБ, или уровень звука, дБА (определяют по табл. 1).

При нескольких однотипных одновременно работающих источниках шума (например, ткацкий цех) - по формуле

$$\Delta L_{\text{тр.сум.}} = L_{\text{сум.}} - L_{\text{доп}}, \quad (30)$$

где $L_{\text{сум}}$ - октавный уровень звукового давления, дБ, или уровень звука в расчетной точке, дБА, рассчитанные по формулам (23) и (24); $L_{\text{доп}}$ - то же, что и в формуле (29).

Если в расчётную точку попадает шум от нескольких источников, то рассчитываются уровни звукового давления каждого источника.

Для одинаковых источников, отличающихся по уровням менее чем на 10дБ, требуемое снижение уровней звукового давления в расчётной точке для каждого источника определяется по формуле

$$\Delta L_{\text{тр.}i} = L_i - L_{\text{доп}} + 10 \lg n, \quad (31)$$

где L_i - ожидаемый октавный уровень звукового давления, создаваемый рассматриваемым источником шума в расчётной точке, дБ; n - общее число

источников шума, учитываемых при расчете суммарного уровня в расчетной точке.

При нескольких одновременно работающих и расположенных группами источниках шума, сильно различающихся по уровням звуковой мощности (более 10 дБ):

- в расчетной точке в центре наиболее шумной группы - по формуле (30), где $L_{\text{сум}}$ - октавные уровни звукового давления или уровни звука, рассчитанные по формуле (23); $L_{\text{доп}}$ - то же, что и в формуле (29);
- в расчетной точке в центре групп более тихих источников шума - по формуле (30).

2. ВЫБОР МЕРОПРИЯТИЙ ПО СНИЖЕНИЮ ШУМА

Выбор мероприятий для обеспечения требуемого снижения шума определяется особенностями производства и оборудования, величиной превышения допустимых уровней звукового давления, характером шума и другими факторами [7]. Наибольший эффект по снижению шума на пути распространения звуковой волны с помощью звукоизоляции, экранирования, звукопоглощения, расстояния наблюдается для высокочастотных звуков. Звукоизоляция обеспечивает снижение шума на 25-30 дБ, звукопоглощение - на 6-10дБ, а удвоение расстояния от источника шума до рабочего места уменьшает уровень шума примерно на 6 дБ.

Чтобы уменьшить шум, излучаемый промышленным оборудованием в окружающую среду, рекомендуются следующие мероприятия:

- применение таких материалов и конструкций при проектировании кровли, наружных стен, фонарей остекления, ворот и дверей, которые могут обеспечивать требуемую звукоизоляцию; использование специальных ворот и дверей с требуемой звукоизоляцией, уплотнение по периметру притворов ворот, дверей и окон, звукоизоляция технологических коммуникаций;
- устройство специальных звукоизолированных боксов и звукоизолирующих кожухов при размещении шумящего оборудования на территории промышленной площадки;
- применение экранов, препятствующих распространению звука в атмосфере от оборудования, размещенного на территории промышленной площадки;
- устройство глушителей шума в газодинамических трактах установок, излучающих звук в атмосферу (испытательных боксов авиационных двигателей, компрессоров и т.д.), звукопоглощающая облицовка каналов, излучающих шум в атмосферу.

Чтобы уменьшить излучение шума в изолируемое помещение, рекомендуются следующие мероприятия:

- применение необходимых материалов и конструкций при проектировании перекрытий, стен, перегородок, сплошных и остекленных дверей и окон, кабин наблюдения, обеспечивающих требуемую звукоизолирующую способность;
- применение звукопоглощающей облицовки потолка и стен или штучных звукопоглотителей в изолируемом помещении;
- применение подвесных потолков, виброизоляция агрегатов, расположенных в том же здании;
- применение виброизолирующего и вибродемпфирующего покрытий на поверхности трубопроводов, проходящих по помещению, звукоизоляция мест прохода технологических коммуникаций, связывающих шумное и изолируемое помещение;
- использование глушителей шума в системах механической вентиляции и кондиционирования воздуха.

Чтобы уменьшить шум в помещении с источниками его излучения, используются следующие строительно-акустические мероприятия:

- кабины наблюдения, дистанционного управления и специальные боксы для наиболее шумного оборудования;
- звукоизолирующие кожухи, акустические экраны и выгородки;
- вибродемпфирующие покрытия на вибрирующие поверхности;
- звукопоглощающие облицовки потолка и стен или штучные звукопоглотители;
- звукоизолированные кабины и зоны отдыха для обслуживающего персонала.

2.1. Определение требуемой звукоизолирующей способности

Требуемую звукоизолирующую способность от воздушного шума рассчитывают в октавных полосах со среднегеометрическими частотами 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000, 8000 Гц. Перед расчетом определяют общее количество ограждений или элементов ограждений (стены, перекрытия, окна, двери и т.п.), через которые шум может проникнуть в изолируемое помещение или в атмосферу.

Требуемую звукоизолирующую способность рассчитывают отдельно для каждого элемента ограждения по приведенным далее формулам.

Проникание шума из помещения с источниками шума в смежное изолируемое помещение (рис. 8):

$$R_{\text{тp}i} = L_{P_{\text{сyм}}} - 10 \lg B_{\text{ш}} - 10 \lg B_{\text{и}} + 10 \lg S_i + 6 - L_{\text{доп}} + 10 \lg n \quad (31)$$

или

$$R_{\text{тp}i} = L_{\text{сp}} - 10 \lg B_{\text{и}} + 10 \lg S_i + 6 - L_{\text{доп}} + 10 \lg n \quad (32)$$

где $L_{P_{\text{сyм}}} = 10 \lg \sum_{k=1}^m 10^{0.1L_{P_k}}$ - суммарный октавный уровень звуковой мощности всех источников шума в помещении, L_{P_k} - октавный уровень звуковой мощности, излучаемой рассматриваемым источником шума, дБ; m - общее количество источников шума в шумном помещении; $B_{\text{ш}}$ и $B_{\text{и}}$ - соответственно постоянные шумного и изолируемого помещений в данной октавной полосе частот, м²; S_i - площадь рассматриваемого ограждения или его элемента, через которые шум проникает в изолируемое помещение, м²; $L_{\text{доп}}$ - допустимый по нормам октавный уровень звукового давления в расчетной точке изолируемого помещения, дБ; n - общее количество принимаемых в расчет отдельных элементов ограждений; $L_{\text{сp}}$ - средний октавный уровень звукового давления в шумном помещении.

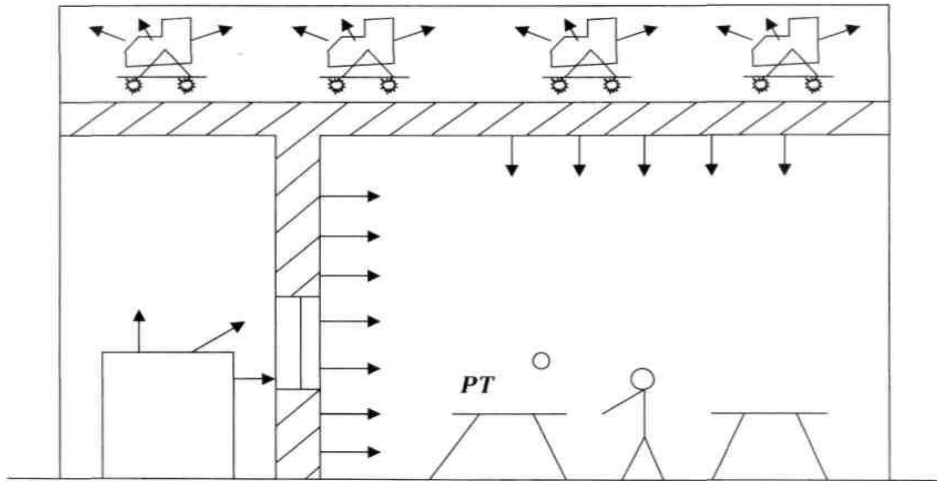


Рис. 8. Схема проникания шума в расчетную точку РТ из смежных шумных помещений

Проникание шума из помещения с источником шума в окружающую атмосферу (рис. 9):

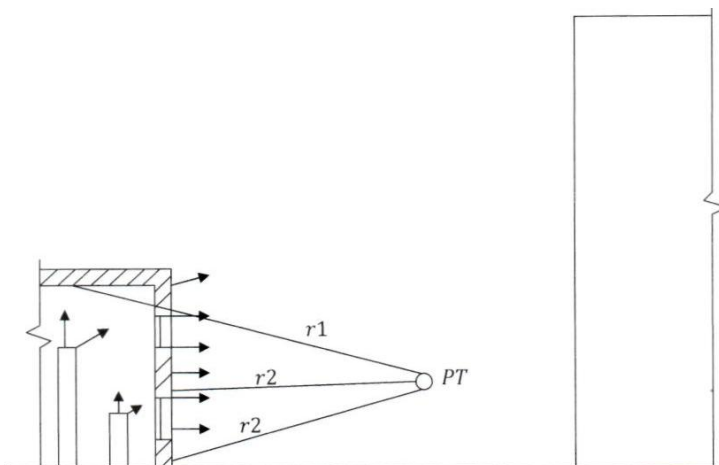


Рис. 9. Схема проникания шума из помещения на территорию застройки

$$R_{\text{тp}i} = L_{\text{сp}} - 10\lg B_{\text{и}} + 10\lg S_i + 6 - L_{\text{доп}} + 10\lg n \quad (33)$$

или

$$R_{\text{мп}i} = L_{\text{сp}} + 10\lg S_i - 20\lg r_i - 11 - L_{\text{доп}} + 10\lg n \quad (34)$$

где $L_{\text{P}_{\text{сум}}} = 10 \lg \sum_{k=1}^m 10^{0.1 \cdot L_{Pk}}$ - суммарный октавный уровень звуковой мощности всех источников шума в помещении, L_{Pk} - октавный уровень звуковой мощности, излучаемой рассматриваемым источником шума, дБ; m - общее количество

источников шума в шумном помещении: $B_{ш}$ - постоянные шумного помещения в данной октавной полосе частот, m^2 ; S_i - площадь рассматриваемого ограждения или его элемента, через которые шум проникает в атмосферу, m^2 ; $L_{доп}$ - допустимый по нормам октавный уровень звукового давления в расчетной точке изолируемого помещения, дБ; n - общее количество принимаемых в расчет отдельных элементов ограждений; $L_{ср}$ - средний октавный уровень звукового давления в шумном помещении; r_i - расстояние от элемента ограждения, через которое проникает шум, до расчетной точки, м.

Проникание шума из окружающей атмосферы в изолируемое помещение (рис. 10):

$$R_{mpi} = L_{сум} - 10 \lg B_u + 10 \lg S_i + 6 - L_{доп} + 10 \lg n \quad (35)$$

где $L_{сум} = 10 \lg \sum_{k=1}^m 10^{0.1L_k}$ - суммарный октавный уровень звукового давления, создаваемого всеми рассматриваемыми источниками шума, в промежуточной расчетной точке (А), расположенной на расстоянии 2 м от ограждающей конструкции снаружи изолируемого помещения, дБ, $L_k = L_{P_k} - 20 \lg r_k - 8$, дБ - октавный уровень звукового давления, создаваемого источником шума в промежуточной расчетной точке А, дБ; L_{P_k} - октавный уровень звуковой мощности, излучаемой каждым из рассматриваемых источников шума, дБ; m - общее количество источников шума на прилегающей территории; B_u - постоянная изолируемого помещения в данной октавной полосе частот, m^2 ; S_i - площадь рассматриваемого ограждения или его элемента, через которые шум проникает в изолируемое помещение, m^2 ; $L_{доп}$ - допустимый по нормам октавный уровень звукового давления в расчетной точке изолируемого помещения, дБ; n - общее количество принимаемых в расчет отдельных элементов ограждений; r_k - расстояние от источника шума до промежуточной расчетной точки А, м.

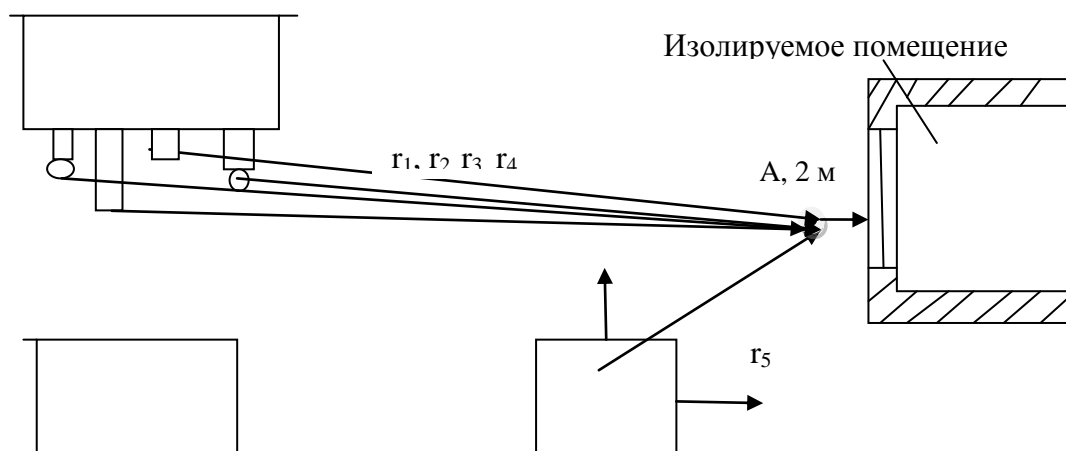


Рис. 10. Схема проникания шума из окружающей атмосферы в изолируемое помещение

2.2. Приближенный расчет звукоизоляции однослойных ограждений от воздушного шума

Частотную характеристику изоляции воздушного шума однослойной плоской ограждающей конструкцией сплошного сечения с поверхностной плотностью от 100 до 800 кг/м² из бетона, железобетона, кирпича и тому подобных материалов следует определять, изображая ее в виде ломаной линии, аналогичной линии *ABCD* на рис. 11.

Абсциссу точки *B* - f_B следует определять по табл. 9 в зависимости от толщины и плотности материала конструкции.

Таблица 9

Зависимость частоты f_B от плотности бетона

Плотность бетона γ , кг/м ³	f_B , Гц
≥ 1800	29000/ <i>h</i>
1600	31000/ <i>h</i>
1400	33000/ <i>h</i>
1200	35000/ <i>h</i>
1000	37000/ <i>h</i>
800	39000/ <i>h</i>
600	40000/ <i>h</i>

Примечания:

- 1) *h* - толщина ограждения, мм;
- 2) Для промежуточных значений γ частота f_B определяется интерполяцией.

Таблица 10

Границы третьоктавных полос

Среднегеометрическая частота $1/3$ -октавной полосы	Границы $1/3$ -октавной полосы
50	45-56
63	57-70
80	71-88
100	89-111
125	112-140
160	141-176
200	177-222
250	223-280
315	281-353
400	354-445
500	446-561
630	562-707
800	708-890
1000	891-1122
1250	1123-1414
1600	1415-1782
2000	1783-2244
2500	2245-2828
3150	2829-3563
4000	3564-4489
5000	4490-5657

Значение f_B следует округлять до среднегеометрической частоты, в пределах которой находится f_B . Границы третьоктавных полос приведены в табл. 10.

Ординату точки $B - R_B$ следует определять в зависимости от эквивалентной поверхностной плотности m_3 по формуле

$$R_B = 20 \lg m_3 - 12, \text{ дБ.} \quad (36)$$

Эквивалентная поверхностная плотность m_3 определяется по формуле

$$m_3 = K m, \text{ кг/м}^2, \quad (37)$$

где m - поверхностная плотность, кг/м^2 (для ребристых конструкций принимается без учета ребер); K - коэффициент, учитывающий относительное увеличение изгибной жесткости ограждения из бетонов на легких заполнителях, поризованных бетонов и т.п. по отношению к конструкциям из тяжелого бетона с той же поверхностной плотностью.

Для сплошных ограждающих конструкций плотностью $\gamma = 1800 \text{ кг/м}^3$ и более $K = 1$.

Для сплошных ограждающих конструкций из бетонов на легких заполнителях, поризованных бетонов; кладки из кирпича и пустотелых керамических блоков коэффициент K определяется по табл. 11.

Таблица 11

Определение коэффициента K

Вид материала	Класс	Плотность, кг/м^3	K
1	2	3	4
Керамзитобетон	М - 100	1500-1550	1,1
		1300-1450	1,2
		1200	1,3
		1100	1,4
	М 150-200	1700-1750	1,1
		1500-1650	1,2
		1350-1450	1,3
		1250	1,4
Перлитобетон	М - 100	1400-1450	1,2
		1300-1350	1,3
		1100-1200	1,4
		950-1000	1,5
Аглопоритобетон	М - 100	1300	1,1
		1100-1200	1,2
		950-1000	1,3
	М - 150	1500-1800	1,2
Шлакопемзобетон	М - 100	1600-1700	1,2
	М - 150	1700-1800	1,2
Бетон на вулканическом шлаке, пемзе, туфе	М - 100	1500-1650	1,2
		1300-1400	1,3
	М - 150	1600-1800	1,1

1	2	3	4
	М -150	1500	1,2
	М -200	1700	1,2
Газобетон, пенобетон, газосиликат	М -70	1000	1,3
		800	1,1
		600	1,2
Кладка из кирпича, пустотелых керамических блоков		1500-1600	1,2
		1200-1400	1,2
Гипсобетон, гипс (в том числе поризованный или с легкими заполнителями)	М – 80	1300	1,3
		1200	1,4
	М -100	1000	1,5
		800	1,6

Для ограждений из бетона плотностью 1800 кг/м^3 и более с круглыми пустотами коэффициент K определяется по формуле

$$K = 1,54 \sqrt[4]{\frac{j}{bh_{\text{пр}}^3}}, \quad (38)$$

где j - момент инерции сечения, м^4 ; b - ширина сечения, м; $h_{\text{пр}}$ - приведенная толщина сечения, м.

Для ограждающих конструкций из легких бетонов с круглыми пустотами коэффициент K принимается как произведение коэффициентов, определенных отдельно для сплошных конструкций из легких бетонов и конструкций с круглыми пустотами. Значение R_B следует округлять до 0,5 дБ.

Построение частотной характеристики производится в следующей последовательности: из точки B влево проводится горизонтальный отрезок BA , а вправо от точки B проводится отрезок BC с наклоном 6 дБ на октаву до точки C с ординатой $R_C = 65$ дБ, из точки C вправо проводится горизонтальный отрезок CD . Если точка C лежит за пределами нормируемого диапазона частот ($f_C > 3150$ Гц), отрезок CD отсутствует.

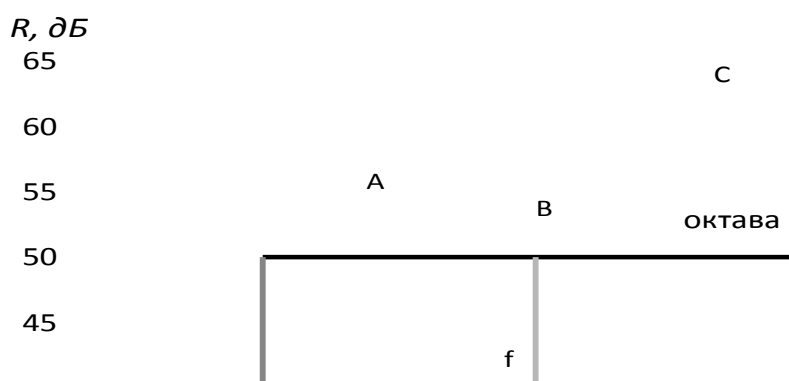


Рис. 11. График построения частотной характеристики звукоизолирующей способности однослойного ограждения

При ориентировочных расчетах индекс изоляции воздушного шума сплошными однослойными ограждениями может быть рассчитан по формуле [8]:

$$R = 231gm_{\text{п}} - 8 \quad \text{при } 200 \text{ кг/м}^2 \leq m_{\text{п}} \leq 1000 \text{ кг/м}^2, \quad (39)$$

$$R = 131gm_{\text{п}} + 15 \quad \text{при } 100 \text{ кг/м}^2 \leq m_{\text{п}} \leq 200 \text{ кг/м}^2, \quad (40)$$

где $m_{\text{п}}$ – поверхностная плотность стены.

Для плит из тяжелых бетонов с круглыми пустотами:

$$R = 231gm + 13,31g \frac{h}{h_{\text{пр}}} - 8 \quad (41)$$

где h - толщина плиты, м; $h_{\text{пр}}$ - приведенная толщина плиты, м.

Расчеты по формулам 39-41 дают достоверные результаты при отношении толщины разделяющего ограждения (подлежащего расчету) к средней толщине примыкающих к нему ограждений в пределах $0,5 < h/h_{\text{прим}} < 1,5$.

При других отношениях толщин необходимо учитывать изменение звукоизоляции ΔR за счет увеличения или уменьшения косвенной передачи звука через примыкающие конструкции.

Для крупнопанельных зданий, в которых ограждающие конструкции выполнены из бетона, железобетона, бетона на легких заполнителях, поправка ΔR имеет следующие значения:

$$\text{при } 0,3 < h/h_{\text{прим}} < 0,5 \quad \Delta R = +1 \text{ дБ,}$$

$$\text{при } 1,5 < h/h_{\text{прим}} < 2 \quad \Delta R = -1 \text{ дБ}$$

$$\text{при } 2 < h/h_{\text{прим}} < 3 \quad \Delta R = -2 \text{ дБ.}$$

В каркасно-панельных зданиях, где элементы каркаса (колонны и ригели) выполняют роль виброзадерживающих масс в стыках панелей, вводится дополнительно поправка к результатам расчета $\Delta R = +2$ дБ.

2.3. Звукоизолирующие кожухи

Одним из распространенных и эффективных способов снижения шума машин и оборудования, установленных в помещениях или на территории жилой застройки, является устройство на них звукоизолирующих кожухов, полностью закрывающих источники шума, что дает возможность значительно уменьшить шум машин, поскольку устраняет свободное (прямое) распространение звуковых волн. Конструкции применяемых кожухов весьма разнообразны. В зависимости от вида машины, условий ее эксплуатации они бывают стационарными, объемными или разборными, имеют смотровые окна, открывающиеся дверцы для обслуживания, проемы для ввода различных коммуникаций. Звукоизолирующий кожух - это составное ограждение, эффективность которого зависит не только от собственной звукоизоляции его отдельных элементов, но и от их герметичности. Особенно это важно при установке кожуха на машину, работа которой должна проходить при определенных температурах, что вынуждает создавать систему обдува. С этой

целью в кожухе делаются отверстия для прохода воздуха, оборудованные глушителями шума, которые должны обеспечить снижение шума не ниже требуемой звукоизоляции стенок кожуха, но не должны обладать излишним аэродинамическим сопротивлением. Наиболее подходящими для этой цели являются щелевидные глушители из звукопоглощающего материала толщиной 50 мм, расположенного с одной или двух сторон щели, ширина которой должна быть соответственно в пределах 10-20 и 20-40 мм. Длина глушителя определяется расчетом, обычно она составляет 500-700 мм.

Стенки кожуха выполняются из листовых несгораемых или трудносгораемых материалов (стали, дюралюминия, пластмасс и др.). Внутренняя поверхность кожуха обязательно должна облицовываться звукопоглощающим материалом толщиной 30-100 мм с целью уменьшения плотности звуковой энергии внутри кожуха и, в итоге, для повышения его эффективности. Стенки кожуха не должны соприкасаться с изолируемой машиной. Звукоизолирующие кожухи необходимо снабжать виброизолирующими прокладками по всему периметру прилегания их к полу и избегать жестких контактов между агрегатом и кожухом.

Требуемая эффективность звукоизолирующего кожуха определяется по формуле

$$\Delta L_{\text{кож.тр.}} = L - L_{\text{доп}} + 5 \quad (42)$$

$$\text{или } \Delta L_{\text{кож.тр.}} = L - L_{\text{доп}} - 10 \lg S + 5, \quad (43)$$

где L - рассчитанный уровень звукового давления в расчетной точке или измеренный уровень, дБ; $L_{\text{доп}}$ - допустимый уровень по нормам, дБ, S - площадь поверхности кожуха, м².

При проектировании необходимо обеспечить такое снижение шума кожухом $\Delta L_{\text{кож}}$, которое было бы не меньше требуемой эффективности $\Delta L_{\text{кож.тр.}}$.

Величина $\Delta L_{\text{кож}}$ в общем виде зависит от звукоизоляции стенок кожуха, его размеров, наличия и качества звукопоглощающей облицовки, источника шума и других факторов и приближенно может быть определена по формуле

$$\Delta L_{\text{кож}} = R + 10 \lg \alpha, \quad \text{дБ}, \quad (44)$$

где α - реверберационный коэффициент звукопоглощения выбранной конструкции облицовки внутренней поверхности кожуха, определяемый по табл. П.1.1; R - звукоизоляция в дБ стенок кожуха, определяемая графическим способом путем изображения ее в виде ломаной линии (методика пригодна для кожухов, имеющих правильную геометрическую форму).

Координаты точек B и C следует определять по табл. 12, при этом значения f_b и f_c округляются до ближайшей среднегеометрической частоты 1/3-октавной полосы. Наклон участка AB рис. 12 следует принимать 4,5 дБ на октаву, участка CD - 7,5 дБ на октаву.

Определение координат точек В и С

Материалы	Плотность кг/м ³	f_6 , Гц	f_c , Гц	R_6 , дБ	R_c , дБ
1. Сталь	7800	6000/h	12000/h	40	32
2. Алюминиевые сплавы	2500- 2700	6000/h	12000/h	32	22
3. Стекло силикатное	2500	6000/h	12000/h	35	29
4. Стекло органическое	1200	17000/h	34000/h	37	30
5. Асбоцементные листы	2100 1800 1600	9000/h 9000/h 10000/h	18000/h 18000/h 20000/h	35 34 34	29 28 28
6. Гипсокартонные листы (сухая гипсовая штука- турка)	1100 850	19000/h 19000/h	38000/h 38000/h	36 34	30 28
7. Древесно-стружечная плита (ДСП)	850 650	13000/h 13500/h	26000/h 27000/h	32 30,5	27 26
8. Твердая древесно-волоконистая плита (ДВП)	1100	19000/h	38000/h	35	29

Примечание: h - толщина в мм.

Если расчет по формуле (44) показал, что для принятой конструкции кожуха величина $\Delta L_{\text{кож}}$ оказалась меньше требуемой $\Delta L_{\text{кож.тр.}}$, то необходимо увеличить толщину стенок кожуха, применить другой материал для него или заменить звукопоглощающий материал более эффективным.

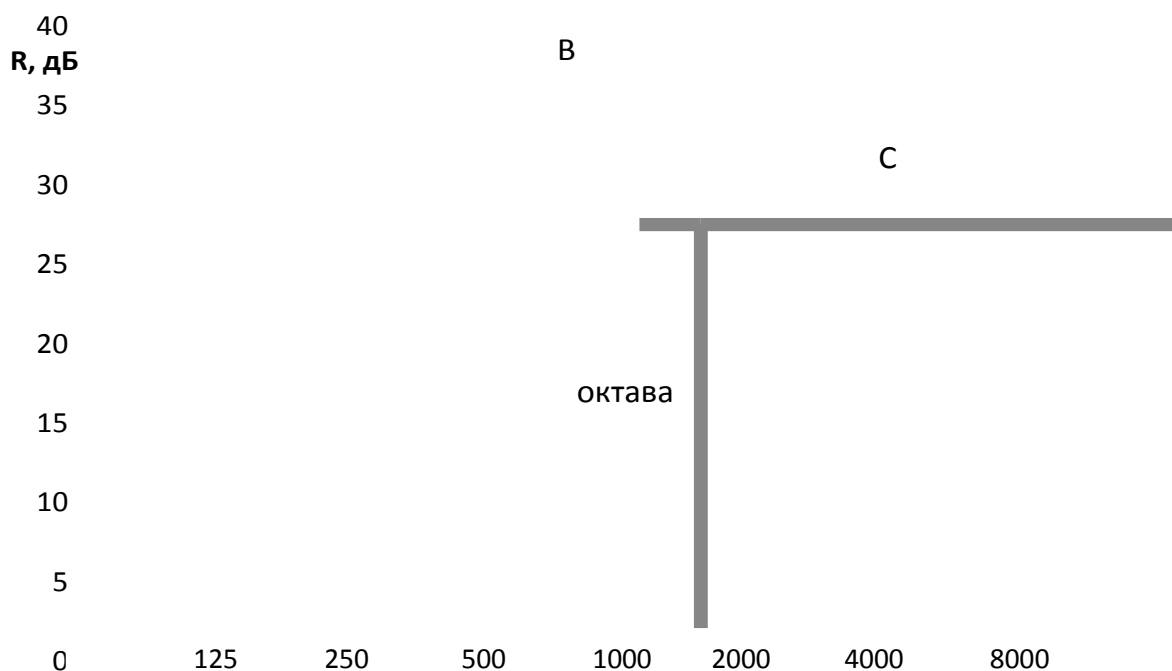


Рис. 12. График построения частотной характеристики звукоизолирующей способности тонкостенной панели (из металла, стекла и т.д.)

Звукоизолирующие кожухи следует устанавливать на полу на резиновых прокладках, не допуская соприкосновения элементов кожуха с агрегатом. Если

кожух закрывает только наиболее шумную часть агрегата и соединен со станиной или другими элементами источника шума, то даже при наличии виброизолирующих прокладок зависимость между акустической эффективностью кожуха и звукоизолирующей способностью его стенок будет значительно ниже и может быть определена только экспериментальным путем.

Во всех случаях, когда на кожух могут передаваться вибрации от изолируемого источника шума, стенки кожуха следует покрывать вибродемпфирующим материалом мастичного типа. Толщина покрытия должна быть в 2-3 раза больше толщины металлической стенки кожуха.

Частотная характеристика изоляции воздушного шума ограждающей конструкции, состоящей из двух одинаковых тонких листов с воздушным промежутком между ними (двойные глухие остекления, перегородки в виде двух обшивок из одинарных листов сухой гипсовой штукатурки, металла и т.п. по каркасу из тонкостенного металлического или асбоцементного профиля, деревянных брусков), при одинаковой толщине листов строится в следующей последовательности:

а) строится частотная характеристика изоляции воздушного шума одной обшивкой по рис. 12 (вспомогательная линия $ABCD$). Затем строится вспомогательная линия $A_1B_1C_1D_1$ путем прибавления к ординатам линии $ABCD$ поправки ΔR_1 на увеличение поверхностной плотности по табл. 13. Каркас при этом не учитывается.

Таблица 13

Поправка на увеличение поверхностной плотности

$m_{общ}/m_1$	ΔR_1 , дБ
1,4	2,0
1,5	2,5
1,6	3,0
1,7	3,5
1,8	4,0
2,0	4,5
2,2	5,0
2,3	5,5
2,5	6,0
2,7	6,5
2,9	7,0
3,1	7,5
3,4	8,0
3,7	8,5
4,0	9,0
4,3	9,5
4,6	10,0
5,0	10,5

Поправка ΔR_1 определяется по формуле:

$$\Delta R = m_{общ}/m_1; \quad (45)$$

б) определяется частота резонанса конструкции по формуле:

$$f_p = 60 \sqrt{\frac{m_1 + m_2}{dm_1 m_2}}, \quad (46)$$

где m_1 и m_2 - поверхностные плотности обшивок, кг/м^2 (в данном случае $m_1=m_2$); d - толщина воздушного промежутка, м.

Значение частоты округляется до ближайшей среднегеометрической частоты 1/3-октавной полосы. До частоты $0,8f_p$ включительно частотная характеристика звукоизоляции конструкции совпадает со вспомогательной линией $A_1B_1C_1D_1$ (точка E). На частоте f_p звукоизоляция принимается на 4 дБ ниже линии $A_1B_1C_1D_1$ (точка F);

в) на частоте $8f_p$, (три октавы выше частоты резонанса) находится точка K с ординатой $R_K = R_F + H$, которая соединяется с точкой F . Величина H определяется по табл. 14 в зависимости от толщины воздушного промежутка. От точки K проводится отрезок KL с наклоном $+4,5$ дБ на октаву до частоты f_e (параллельно вспомогательной линии $A_1B_1C_1D_1$).

Превышение отрезка KL над вспомогательной кривой $A_1B_1C_1D_1$ представляет собой поправку на влияние воздушного промежутка ΔR_2 (в диапазоне выше $8f_p$). В том случае, когда $f_e = 8f_p$ точки K и L сливаются в одну. Если $f_e < 8f_p$, отрезок FK проводится только до точки L , соответствующей частоте f_e .

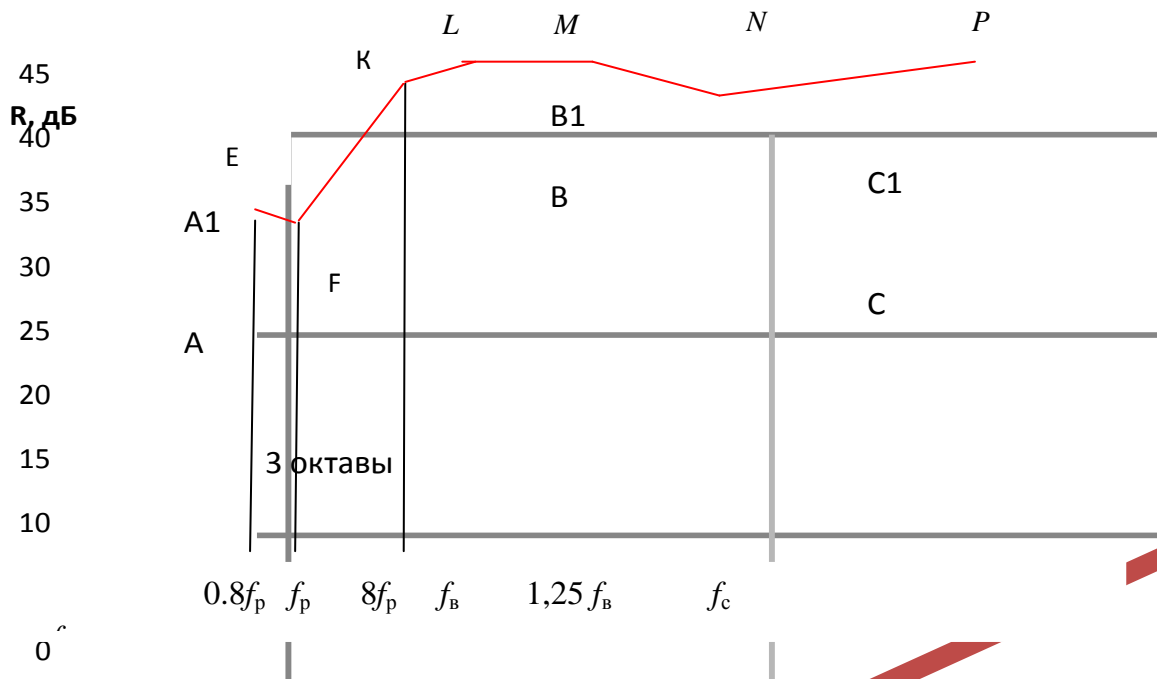


Рис. 13. Частотная характеристика изоляции воздушного шума ограждающей конструкции, состоящей из двух одинаковых тонких листов с воздушным промежутком между ними

г) от точки L до частоты $1,25 f_e$ (до следующей 1/3-октавной полосы) проводится горизонтальный отрезок LM . На частоте f_c находится точка N путем прибавления к значению вспомогательной линии $A_1B_1C_1D_1$ поправки ΔR_2 (т.е. $R_N = R_{C1} + \Delta R_2$) и соединяется с точкой M . Далее проводится отрезок NP с наклоном $7,5$ дБ на октаву.

Ломаная линия $A_1EFKLMNP$ представляет собой частотную характери-

стику изоляции воздушного шума рассматриваемой конструкции.

Таблица 14

Определение величины H

Толщина воздушного промежутка d , мм	Величина H , дБ
15-25	22
50	24
100	26
150	27
200	28

Частотная характеристика изоляции воздушного шума каркасно-обшивной перегородкой при заполнении воздушного промежутка пористым или пористо-волоконистым материалом строится в следующей последовательности.

а) Строится частотная характеристика звукоизоляции с незаполненным воздушным промежутком в соответствии с предыдущим пунктом. При этом в общую поверхностную плотность конструкции $m_{\text{общ}}$ при определении поправки ΔR_1 включается поверхностная плотность заполнения воздушного промежутка.

Частота резонанса конструкции f_p при заполнении воздушного промежутка полностью или частично минераловатными и стекловолоконистыми плитами определяется по (47).

При заполнении промежутка пористым материалом с жестким скелетом (пенопласт, пенополистирол, фибролит и т.п.) частоту резонанса следует определять по формуле

$$f_p = 0,16 \sqrt{\frac{E_d (m_1 - m_2)}{d m_1 m_2}}, \text{ Гц}, \quad (47)$$

где m_1 и m_2 - поверхностные плотности обшивок, кг/м²; d - толщина воздушного промежутка, м; E_d - динамический модуль упругости материала заполнения, Па.

Если обшивки не приклеиваются к материалу заполнения, значения E_d принимаются с коэффициентом 0,75;

б) до частоты резонанса включительно ($f \leq f_p$) частотная характеристика звукоизоляции конструкции полностью совпадает с частотной характеристикой, построенной для перегородки с незаполненным воздушным промежутком.

На частотах $f \geq 1,6f_p$ звукоизоляция увеличивается дополнительно на величину ΔR_4 (табл. 15).

Таблица 15.

Материал заполнения	Заполнение промежутка	ΔR_4
Пористо-волоконистый (минвата, стекловолокно)	20 %	2
	30 %	3
	40 %	4
	50 % - 100 %	5
Пористый с жестким скелетом (пенопласт, фибролит)	100 %	3

При построении частотной характеристики звукоизоляции конструкции

на частоте $f=1,6f_p$ (2 третьоктавные полосы выше частоты резонанса) отмечается точка Q с ординатой на величину ΔR_4 выше точки, лежащей на отрезке FK , и соединяется с точкой F . Далее частотная характеристика строится параллельно частотной характеристике звукоизоляции конструкции с незаполненным воздушным промежутком.

Таблица 16

Динамический модуль упругости некоторых материалов

Материалы	Плотность, кг/м ³	Динамический модуль упругости E_d , Па, и относительное сжатие ε материала звукоизоляционного слоя при нагрузке на звукоизоляционный слой, Па					
		2000		5000		10000	
		E_d	ε	E_d	ε	E_d	ε
1	2	3	4	5	6	7	8
1. Плиты минераловатные на синтетическом связующем:							
полужесткие	70-90	$3,6 \cdot 10^5$	0,5	$4,5 \cdot 10^5$	0,55	—	—
	95-100	$4,0 \cdot 10^5$	0,5	$5,0 \cdot 10^5$	0,55	—	—
жесткие	110-125	$4,5 \cdot 10^5$	0,5	$5,5 \cdot 10^5$	0,5	$7,0 \cdot 10^5$	0,6
	130-150	$5,0 \cdot 10^5$	0,4	$6,0 \cdot 10^5$	0,45	$8,0 \cdot 10^5$	0,55
2. Плиты из изовербазальтового волокна на синтетическом связующем	70-90	$1,9 \cdot 10^5$	0,1	$2,0 \cdot 10^5$	0,15	$2,6 \cdot 10^5$	0,2
	100-120	$2,7 \cdot 10^5$	0,08	$3,0 \cdot 10^5$	0,1	$4,0 \cdot 10^5$	0,15
	125-150	$3,6 \cdot 10^5$	0,07	$5,0 \cdot 10^5$	0,08	$6,5 \cdot 10^5$	0,1
3. Маты минераловатные прошивные по ТУ 21-24-51-73	75-125	$4,0 \cdot 10^5$	0,65	$5,0 \cdot 10^5$	0,7	—	—
	126-175	$5,0 \cdot 10^5$	0,5	$6,5 \cdot 10^5$	0,55	—	—
4. Плиты древесно-волокнистые мягкие по ГОСТ 4598-86	250	$10 \cdot 10^5$	0,1	$11 \cdot 10^5$	0,1	$12 \cdot 10^5$	0,15
5. Прессованная пробка	200	$11 \cdot 10^5$	0,1	$12 \cdot 10^5$	0,2	$12,5 \cdot 10^5$	0,25
6. Песок прокаленный	1300-1500	$120 \cdot 10^5$	0,03	$130 \cdot 10^5$	0,04	$140 \cdot 10^5$	0,06
7. Материалы из пенополиэтилена и пенополипропилена:							
Велимат		$1,4 \cdot 10^5$	0,19	$1,6 \cdot 10^5$	0,37	$2,0 \cdot 10^5$	0,5
Пенополиэкс		$1,8 \cdot 10^5$	0,02	$2,5 \cdot 10^5$	0,1	$3,2 \cdot 10^5$	0,2
Изолон (ППЭ-Л)		$2 \cdot 10^5$	0,05	$3,4 \cdot 10^5$	0,1	$4,2 \cdot 10^5$	0,2
Энергофлекс, Пенофол, Вилатерм		$2,7 \cdot 10^5$	0,04	$3,8 \cdot 10^5$	0,1	—	—
Парколаг		$2,6 \cdot 10^5$	0,1	$3,7 \cdot 10^5$	0,15	$4,5 \cdot 10^5$	0,2
Термофлекс		$4 \cdot 10^5$	0,03	$4,8 \cdot 10^5$	0,1	—	—
Порилекс (НПЭ)		$4,7 \cdot 10^5$	0,15	$5,8 \cdot 10^5$	0,2	—	—
Этафом (ППЭ-Р)		$6,4 \cdot 10^5$	0,02	$8,5 \cdot 10^5$	0,1	$9,2 \cdot 10^5$	0,2
Пенотерм (НПП-ЛЭ)		$6,6 \cdot 10^5$	0,1	$8,5 \cdot 10^5$	0,2	$9,2 \cdot 10^5$	0,25

Примечания

1 Для нагрузок на звукоизоляционный слой, не указанных в этой таблице, величины E_d и ε следует принимать по линейной интерполяции в зависимости от фактической нагрузки.

2 В таблице даны ориентировочные величины E_d и ε , более точные данные следует брать из сертификатов на материалы, в которых эти величины должны быть приведены.

2.4 Кабины наблюдения и дистанционного управления, звукоизолированные укрытия

Чтобы защитить от шума обслуживающий персонал, на производственных участках с шумными технологическими процессами или особо шумным оборудованием должны устраиваться кабины наблюдения и дистанционного управления. Такие кабины представляют собой изолированные помещения из обычных строительных материалов. Расчет производят по формулам 48-50.

Если ограждающая конструкция состоит из нескольких частей с различной звукоизоляцией (например, стена с окном и дверью), ее изоляцию воздушного шума следует определять по формуле

$$R_{\text{ср}} = 10 \lg \frac{S_{\text{общ}}}{\sum_{i=1}^n \frac{S_i}{10^{0,1R_i}}}, \text{ дБ}, \quad (48)$$

где $S_{\text{общ}}$ - общая площадь данной конструкции, м^2 ; S_i - площадь i -й части, м^2 ; R_i - изоляция воздушного шума i -й части, дБ.

Если ограждающая конструкция состоит из двух частей с различной звукоизоляцией ($R_1 > R_2$), то

$$R_{\text{ср}} = R_1 - 10 \lg \frac{\frac{S_1}{1 + 10^{0,1(R_1 - R_2)}} + S_2}{1 + \frac{S_1}{S_2}}, \text{ дБ}. \quad (49)$$

Если ограждающая конструкция имеет открытый проем (открытая форточка или створка окна, вентиляционное отверстие без глушителя шума и т.п.), ее изоляция воздушного шума определяется по формуле

$$R_{\text{ср}} = R_1 - 10 \lg \frac{S_1 + S_o \cdot 10^{0,1R_1}}{S_{\text{общ}}}, \text{ дБ}, \quad (50)$$

где S_o - площадь открытого проема, м^2 .

Возможно определять среднюю изоляцию воздушного шума такого ограждения по рис. 14 в зависимости от величины звукоизоляции ограждения (глухой его части) R_1 и отношения площади открытого проема к общей площади ограждения.

Требуемая звукоизолирующая способность ограждений кабины наблюдения может быть понижена, если применить облицовку свободных внутренних поверхностей кабины звукопоглощающим материалом. При этом увеличивается постоянная помещения B кабины и уменьшается требуемая звукоизолирующая способность ограждений.

На аэродромах, в шумных цехах и на производственных участках, где невозможно устроить кабины наблюдения с дистанционным управлением, можно устраивать звукоизолированные укрытия для персонала, не связанного постоянно или временно с работой около шумных стендов или агрегатов. Укрытия могут иметь облегченную конструкцию и изготавливаться из сборных металличе-

ских панелей. Такие конструкции должны быть обязательно герметизированы резиновыми прокладками и с внутренней стороны иметь звукопоглощающую облицовку толщиной не менее 50 мм.

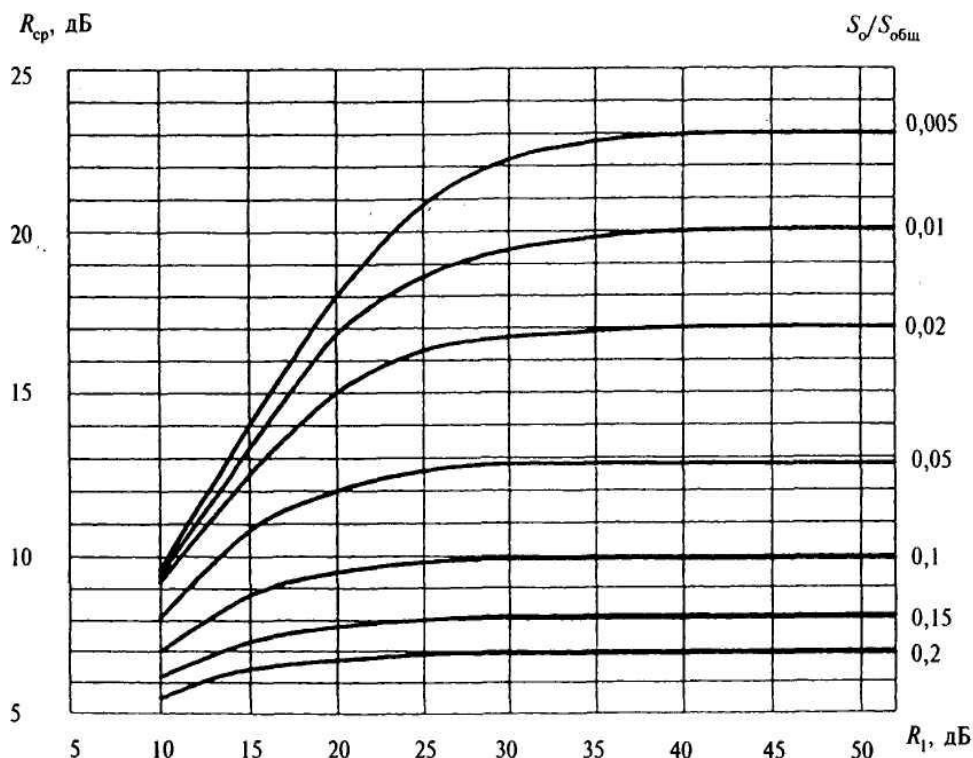


Рис. 14. Звукоизоляция ограждающей конструкции с открытым проемом (отверстием)

2.5. Акустические экраны

Акустические экраны целесообразно применять, когда в расчетной точке уровень звукового давления прямого звука от рассматриваемого источника существенно выше, чем уровни звукового давления, создаваемого в той же точке соседними источниками шума и отраженным звуком. Экран устанавливается между источником шума и расчетной точкой, что обеспечивает снижение УЗД прямого звука излучающего источника. Снижение УЗД прямого звука ($\Delta L_{экр}$) в расчетной точке, расположенной за экраном, называется акустической эффективностью экрана.

Для источников с примерно равномерным излучением шума уровень звукового давления прямого звука i -го источника в расчетной точке определяется по формуле

$$L_{ипр} = L_{Pi} - 20 \lg r_i - 8, \text{ дБ}, \quad (51)$$

где L_{Pi} - уровень звуковой мощности рассматриваемого источника шума, дБ; r_i - расстояние от акустического центра до расчетной точки, м.

Уровень звукового давления, создаваемого всей отраженной звуковой энергией в той же точке, определяют из выражения:

$$L_{отр} = 10 \lg \frac{4}{B} \sum_{k=1}^n 10^{0.1 L_{Pk}} \quad (52)$$

где L_{Pk} - уровень звуковой мощности k -го источника шума, дБ; n - общее число принимаемых в расчет источников шума; B - постоянная помещения, м^2 .

В акустически необработанных помещениях, где постоянная B мала, применение экранов будет малоэффективно. Поэтому акустические экраны должны применяться в сочетании с акустической обработкой помещения (рис. 15).

При определении постоянной помещения с акустической обработкой следует учитывать звукопоглощение, вносимое экранами, которые всегда облицовываются звукопоглощающим материалом. Дополнительное звукопоглощение, вносимое экранами, определяют по формуле

$$A_{экр} = \alpha_{экр} \sum_{j=1}^m S_{jэ} \quad (53)$$

где $\alpha_{экр}$ - реверберационный коэффициент звукопоглощения облицовки экрана; определяется по прил. 2; $S_{jэкр}$ - площадь экрана, м^2 (при двухсторонней облицовке площадь экрана удваивается); m - общее количество экранов, установленных в помещении.

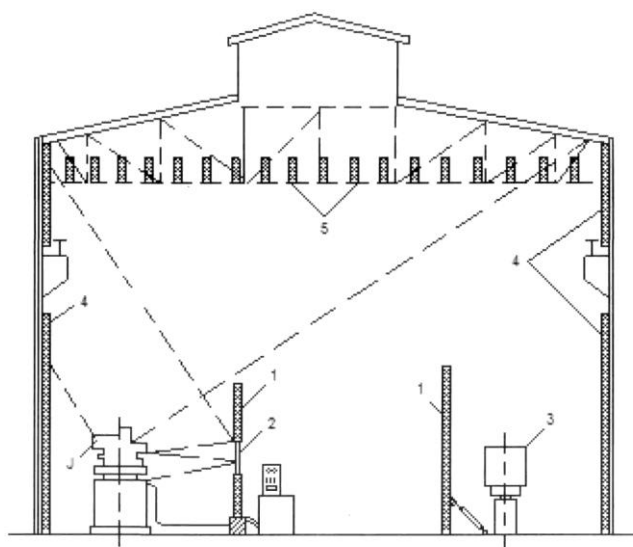


Рис. 15. Применение акустических экранов в сочетании с акустической обработкой помещения:

1 - акустический экран со звукопоглощающей облицовкой; 2 - смотровое окно; 3 - источник шума; 4 - звукопоглощающая облицовка; 5 - звукопоглощающие кулисы в межферменном пространстве

Экраны могут быть изготовлены из стальных или алюминиевых листов толщиной 1,5-2 мм. По периметру листов предусматривается профиль, придающий жесткость конструкции и представляющий собой опору для крепления перфорированного листа, закрывающего звукопоглощающий материал, толщиной около 50 мм.

Снижение уровня звукового давления в расчетной точке в результате установки экрана определяют по формуле

$$\Delta L = 10 \lg \frac{10^{0.1L_{\text{ипр}}} + \frac{4}{B} \sum_{i=1}^n 10^{0.1L_{Pi}}}{10^{0.1(L_{\text{ипр}} - \Delta L_{\text{экр}})} + \frac{4}{B_1} \sum_{i=1}^n 10^{0.1L_{Pi}}} \quad (54)$$

где $L_{\text{ипр}}$ - уровень звукового давления прямого звука от рассматриваемого источника в расчетной точке до установки экрана, дБ; определяется по формуле 51; L_{Pi} - уровень звуковой мощности каждого источника в данном помещении, дБ; $\Delta L_{\text{экр}}$ - акустическая эффективность экрана, дБ; B - постоянная помещения до установки экранов; B_1 - постоянная помещения после установки экранов, м².

Постоянную B_1 определяют по формуле

$$B_1 = \frac{A_1 + \Delta A + A_{\text{экр}}}{-\alpha_2} \quad (55)$$

$$\alpha_2 = \frac{A_1 + \Delta A + A_{\text{экр}}}{S} \quad (56)$$

где A_1 и ΔA - определяется по формулам 57, 58 и 59, $A_{\text{экр}}$ - эквивалентная площадь поглощения, вносимого экраном, определяется по формуле 47; S - общая суммарная площадь ограничивающих помещение поверхностей.

$$A_1 = \bar{\alpha} S - S_{\text{обл}} \quad (57)$$

где A_1 - эквивалентная площадь звукопоглощения поверхностями, не занятыми звукопоглощающей облицовкой, α - средний коэффициент звукопоглощения в помещении до акустической обработки, определяется по формуле

$$\alpha = \frac{B}{B + S} \quad (58)$$

Здесь B - постоянная помещения, S - общая площадь ограждающих поверхностей оборудования, м².

$$\Delta A = \alpha_{\text{обл}} \cdot S_{\text{обл}} + A_{\text{шт}} \cdot n \quad (59)$$

где $\alpha_{\text{обл}}$ - реверберационный коэффициент звукопоглощения, вносимого конструкцией звукопоглощающей облицовки, $S_{\text{обл}}$ - площадь этой конструкции, $A_{\text{шт}}$ - эквивалентная площадь звукопоглощения одного штучного звукопоглотителя, n - их количество.

Акустическая эффективность экрана $\Delta L_{\text{экр}}$ определяется экспериментально в условиях свободного поля. Эффективность экрана, изготовленного из стального листа толщиной 2 мм с односторонней облицовкой слоем звукопоглотителя толщиной 50 мм при различных соотношениях размера экрана и местоположения точки прослушивания приведены в табл. 17.

Эти данные справедливы при размерах источника $a \leq 0,5$ м и $b \leq 1$ м, где a - высота источника шума, b - его длина. Эффективность экранов растет с увеличением отношения высоты экрана H к высоте источника шума и длины экрана l к длине источника шума.

Таблица 17

Эффективность экранов при $r_1=0,5$ м (r_1 – расстояние от экрана до источника шума)

Размеры экрана и координаты РТ, м				Среднегеометрическая частота октавной полосы, Гц							
H	h	l	r_2	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
2,4	1,2	1	1	0	0	5	7	8,5	9	11,5	15
			2	0	0	4	6	8	8,5	12	13,5
			3	0	0	3,5	5,5	6,5	8	10	13
2,4	1,2	1,5	1	0	0	9	10	10	14	17	19
			2	0,5	0,5	9,5	8,5	10	12	15,5	18,5
			3	1,5	1	7	8	9,5	11,5	15	17
2,4	1,2	2	1	3	7	10	13	14	15	21	23
			2	3	7	8,5	11,5	12,5	15	19	22
			3	1,5	5	5,5	7,5	13	13	17	22
2,4	1,2	3,5	1	5	5	9	14,5	17,5	16,5	22	23
			2	4,5	5,5	10	12	16,5	17,5	22	23,5
			3	4	6	9	9,5	14	15	19,5	22
2,4	1,2	5	1	8	11	13	16	21,5	24	25	27
			2	8	10	9,5	13	20	23	24	27
			3	6	10	7	12	15,5	22	23,5	25
1,5	0,75	1,75	1	2	1	6	10	10,5	12	14	16
			2	1	0	5,5	7,5	10,5	12	14	15,5
			3	1,5	-0,5	7	5,5	8,5	12	13,5	15
1,5	0,75	2,4	1	4	0,5	5	11,5	16	15,5	20	22
			2	4,5	0,5	4	9,5	14	15	20	22
			3	4	1	5,5	10	12	15	17,5	20
1,5	0,75	3,25	1	6	6	9	14	17	16	19	21
			2	5,5	3	7,5	9	14	15,5	19	20
			3	5,5	1,5	8,5	9	11,5	15	18	20
1,5	0,75	4,75	1	6,5	6,5	10	12	18	20	22	24
			2	6,5	3	11	12	16,5	17	20,5	23,5
			3	6,5	0,5	12	12,5	14,5	16,5	20,5	22,5
1	0,5	2,4	1	3	0	3,5	9	9,5	11,5	14	17
			2	2	0	3	10	9	10	13	15,5
			3	1,5	0	0	10	8,5	10	13,5	14
2	1	2,4	1	4	5	10	12,5	14,5	15,5	19,5	23
			2	4	4	8	10,5	14,5	15,5	18,5	22
			3	4	3,5	7,5	9,5	12,5	15,5	18,5	20,5

В общем виде акустическую эффективность экрана приблизительно можно определить, используя табл. 18.

Таблица 18

Определение акустической эффективности экрана

K	0	0,5	1	1,5	2	3	4	5	7	10
$\Delta L_{\text{экр}}$	5	8	11	13,5	15	18	20	22	25	30

Здесь K – сложная величина, зависящая от размера экрана, его расположения, частоты звука, которая определяется по формуле:

$$K = 0,05\sqrt{f} 4 \sqrt{\frac{h^2 \left(\frac{l}{b}\right)^2}{1 + 4 \left(\frac{a}{h}\right)^2}} \quad (60)$$

где f - частота звука, Гц, h - высота экрана, м; l - длина экрана, м; a - расстояние от экрана до источника шума, м; b - расстояние от экрана до рабочего места, м.

При снижении уровня шума от транспортных потоков и железнодорожных поездов используют следующую формулу:

$$\Delta L_{\text{экp}} = 6 \lg \delta + 15 \text{ при } 0,05 \leq \delta \leq 50, \quad (61)$$

$$\Delta L_{\text{экp}} = 5(1 + 7\delta) \text{ при } \delta \leq 0,05, \quad (62)$$

где $\delta = a + b - c$; a , b , c – кратчайшее расстояние, м соответственно между акустическим центром источника шума и верхней кромкой экрана; расчетной точкой и верхней кромкой экрана; акустическим центром и расчетной точкой (рис 16).

При многополосном движении условный акустический центр находится по оси, наиболее отдаленной от расчетной точки полосы движения на высоте 1 м. Расстояние определяют с точностью до 1 см:

$$a = \sqrt{(a')^2 + (H_{\text{э}} - H_{\text{и}})^2}, \quad (63)$$

$$b = \sqrt{(b')^2 + (H_{\text{э}} - H_{\text{р}})^2}, \quad (64)$$

$$c = \sqrt{(a' + b')^2 + (H_{\text{р}} - H_{\text{и}})^2}, \quad (65)$$

где a' и b' - длина проекции соответственно расстояний a и b на горизонтальную плоскость, м; $H_{\text{э}}$, $H_{\text{и}}$, $H_{\text{р}}$ – соответственно отметки вершины экрана, источника шума и расчетной точки, м.

Акустическая эффективность повышается при приближении экрана к источнику шума.

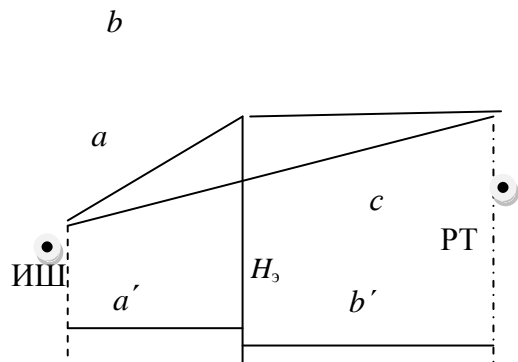


Рис. 16. Расчетная схема бесконечного экрана

2.6. Звукопоглощающие облицовки

Одним из способов снижения шума в помещениях является их акустическая обработка. Это - облицовка части внутренних поверхностей ограждений помещений звукопоглощающим материалом или специальной звукопоглощающей конструкцией, а также размещения в помещении штучных звукопоглотителей. Наибольший акустический эффект можно получить в точках, расположенных в зоне отраженного звука. Акустический эффект звукопоглощающей обработки помещения в точках, удаленных от источников, в основном зависит от акустических характеристик помещения до обработки и акустических характеристик звукопоглощающих конструкций.

Звукопоглощающие облицовки, как правило, размещают на потолке и стенах (иногда верхних частях стен). Для достижений максимально возможного поглощения рекомендуется облицовывать не менее 60% общей площади внутренних поверхностей помещения бокса. При выборе конструкции облицовки необходимо учитывать спектр шума с тем, чтобы обеспечить максимальное звукопоглощение в заданном диапазоне частот и данные условия «работы» облицовки (возможность механического повреждения облицовки, необходимость ее периодической очистки, наличие вибраций, паров масла и т.д.).

В относительно низких (менее 6 м) и протяженных помещениях облицовки рекомендуется размещать на потолке. В узких и очень высоких помещениях целесообразно размещать акустическую облицовку на стенах, оставляя только их нижние части (2 м высотой) необлицованными. В помещениях высотой более 6 м следует предусматривать устройство подвесного звукопоглощающего потолка.

Снижение шума в акустически обработанном помещении (в зоне отраженного звука) обычно составляет 6-15 дБ в области средних и высоких частот, где применение звукопоглощающей облицовки наиболее эффективно. Снижение уровня звукового давления за счет установки звукопоглощающей облицовки определяется по формуле. Фактическое снижение уровня звукового давления в расчетной точке при применении звукопоглощающей облицовки помещения найдем по формуле:

$$\Delta L = 10 \lg \frac{B_1}{B} = 10 \lg \frac{A_1}{A} \text{ дБ}, \quad (66)$$

где B и B_1 - соответственно постоянная помещения до и после установки облицовки, м^2 ; A и A_1 - суммарное звукопоглощение до и после применения звукопоглощающей облицовки соответственно, рассчитываемое следующим образом:

$$A = S_{\text{пом}} \cdot \alpha_{1i}, \quad (67)$$

$$A = S_{\text{обл}} \cdot \alpha_{2i} + (S_{\text{пом}} - S_{\text{обл}}) \cdot \alpha_{1i}, \quad (68)$$

$S_{\text{пом}}$ - суммарная площадь ограждающих поверхностей помещения; $S_{\text{обл}}$ - суммарная площадь ограждающих поверхностей помещения, облицованной звукопоглощающим материалом; α_{1i} - реверберационный коэффициент звукопогло-

щения необлицованной ограждающей поверхности помещения (материал - бетон) в октавных полосах частот; α_{2i} - реверберационный коэффициент звукопоглощения выбранной облицовки в октавных полосах частот.

Постоянная помещения B определяется по формуле (15). Постоянную помещения B_1 рассчитывают по формуле

$$B_1 = \frac{A_1 + \Delta A}{1 - \alpha_1}, \text{ м}^2, \quad (69)$$

где $A_1 = \alpha(S - S_{\text{обл}})$ - эквивалентная площадь звукопоглощения поверхностями, не имеющими звукопоглощающей облицовки; α - средний коэффициент звукопоглощения в помещении до установки облицовки, определяемый по формуле

$\alpha = \frac{B}{B + S}$ где S - суммарная площадь внутренних ограничивающих помещение поверхностей, м^2 ; α_1 - средний коэффициент звукопоглощения помещения с установленной облицовкой

$$\alpha_1 = \frac{A_1 + \Delta A}{S} \quad (70)$$

Здесь ΔA - добавочное звукопоглощение, вносимое звукопоглощающими конструкциями, определяемое по формуле

$$\Delta A = \alpha_{\text{обл}} \cdot S_{\text{обл}} + A_{\text{шт}} n_{\text{шт}} \quad (71)$$

где $\alpha_{\text{обл}}$ - реверберационный коэффициент звукопоглощения конструкции облицовки, определяемый по прил. 3 табл. 2 или по справочнику, $S_{\text{обл}}$ - площадь облицовки, м^2 , $A_{\text{шт}}$ - площадь звукопоглощения штучного звукопоглотителя в м^2 , определяемая по прил. 3 табл. 4; $n_{\text{шт}}$ - количество штучных звукопоглотителей.

Величина снижения уровня звукового давления $\Delta L_{\text{тр}}$ на рабочих местах производственных помещений при акустической обработке этих помещений зависит от соотношения между прямым звуком, приходящим непосредственно от источника шума, и звуком отраженным; эта величина оказывается меньше, чем при расчетах по формуле (66). В данном случае для вычисления величины ΔL может служить формула

$$\Delta L = L - L_{\text{обл}} = 10 \lg \frac{\sum_{i=1}^m \frac{\chi_i \Delta_i}{S_i} + \frac{4}{B} \sum_{i=1}^n \Delta_i}{\sum_{i=1}^m \frac{\chi_i \Delta_i}{S_i} + \frac{4}{B_1} \sum_{i=1}^n \Delta_i}, \quad (72)$$

где L - уровень звукового давления в расчетной точке до акустической обработки, дБ; $L_{\text{обл}}$ - уровень звукового давления в той же точке после акустической обработки, дБ; χ_i - определяется по графику рис. 7; $\Delta_i = 10^{0,1 L_{Pi}}$ L_{Pi} - уровень звуковой мощности i -го источника шума, дБ; S_i - площадь воображаемой поверхности, м^2 , окружающей i -й источник шума и проходящей через расчетную точку (для небольших источников, у которых максимальный размер $l_{\text{max}} < r_i$ $S_i \approx \pi r_i^2$ где r_i - расстояние от акустического центра i -го источника до расчетной точки, м); m - количество источников шума, расположенных вблизи от расчет-

ной точки (т.е. источников, для которых $r_i \leq 4 r_{min}$, где r_{min} – расстояние от расчетной точки до акустического центра ближайшего источника); n – общее количество источников шума в помещении; B и B_1 – постоянные помещения до и после его акустической обработки, B определяют по формуле 15; B_1 – по формуле (69).

Если в помещении установлено оборудование, излучающее одинаковую звуковую мощность, снижение уровня шума благодаря акустической обработке определяют по формуле

$$\Delta L = 10 \lg \frac{\sum_{i=1}^m \frac{\chi_i}{S_i} + \frac{4n}{B}}{\sum_{i=1}^m \frac{\chi_i}{S_i} + \frac{4n}{B_1}}, \quad (73)$$

где обозначения те же, что в формуле (72).

Необходимое снижение шума в зоне отраженного звука может быть достигнуто акустической обработкой помещения при величинах $\Delta L_{тр}$, не превышающих 10-12 дБ в области средних частот, а на рабочих местах (в зоне прямого звука) при $\Delta L_{тр}$ не более 4-5 дБ. При $\Delta L_{тр}$ больших указанных величин, акустическую обработку поверхности следует производить только в сочетании с другими мероприятиями по защите от шума.

Если расчетная точка расположена в зоне отраженного звука, т.е. на расстоянии от ближайшего источника шума больше, чем $r_{тр}$, а $\Delta L_{тр}$ не превышает 10-12 дБ, можно вычислить величину требуемого дополнительного звукопоглощения $\Delta A_{тр}$, обеспечивающего достижение необходимой величины снижения уровня звукового давления $\Delta L_{тр}$.

Необходимую для обеспечения $\Delta A_{тр}$ площадь звукопоглощающей облицовки $S_{обл}$ определяют из соотношения

$$S_{обл} = \Delta A_{тр} / \alpha_{окт}, \text{ м}^2, \quad (74)$$

где $\alpha_{окт}$ – реверберационный коэффициент звукопоглощения выбранной конструкции облицовки в данной октавной полосе частот.

Если определенная в результате расчета $S_{обл}$ окажется больше той площади, которую можно облицевать в данном помещении, то $S_{обл}$ принимают максимально возможной и дополнительно применяют штучные звукопоглотители. Необходимое количество штучных звукопоглотителей определяют по формуле

$$n = \frac{\Delta A_{тр} - \alpha_{окт} S_{обл.окт}}{A_{шт.окт}} \quad (75)$$

где $A_{шт.окт}$ – эквивалентная площадь звукопоглощения выбранного штучного звукопоглотителя в данной октавной полосе частот, м^2 .

Величину n выбирают наибольшей из полученных для каждой октавной полосы.

Для проверки величин ожидаемого снижения уровня звукового давления в расчетной точке может быть использована формула (25).

2.7. Снижение аэродинамических шумов

Аэродинамические шумы снижаются за счет ограничения скорости обтекания конструкций и агрегатов струями воздуха, уменьшением вихреобразования в струях, а также использования различных глушителей. Глушители аэродинамического шума могут быть активными, реактивными и комбинированными. В активных глушителях снижение шума осуществляется звукопоглощающими пористыми материалами, а в реактивных - за счет последовательного включения в воздуховод расширительных камер или преград.

Простейший активный глушитель представляет собой отрезок трубы, облицованной внутри войлоком. Ослабление шума в таком глушителе пропорционально коэффициенту поглощения облицовки, ее длине и обратно пропорционально сечению канала. Активные глушители не вызывают существенных потерь мощности двигателя на преодоление сопротивления потоку, и их частотный спектр сплошной.

Для качественной оценки удельных потерь распространения звука может быть использовано отношение Пейнинга [9] и снижение уровня шума при использовании активных глушителей ориентировочно можно определить по формуле

$$\Delta L_a = 1,09 \frac{f \alpha P}{S_k} l, \text{ дБ}, \quad (76)$$

где P – периметр канала, м; S_k – площадь сечения канала, м^2 ; l – длина канала, м; $f(\alpha)$ – эффективный коэффициент поглощения в диффузионном звуковом поле, зависящий от величины коэффициента звукопоглощения облицовки:

α	0,10	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90
$f(\alpha)$	0,10	0,20	0,35	0,50	0,65	0,90	1,20	1,60	2,0

При подсчете среднего снижения общего уровня шума коэффициент звукопоглощения принимается по частоте 500 Гц. Если известен спектр шума выхлопа или всасывания, то подсчет ведется в октавных полосах частот.

Реактивные глушители поглощают звук за счет образования «волновой пробки» и применяются для снижения шума в узких частотных полосах.

Шумопоглощающая способность реактивных глушителей при условии диффузионности звукового поля в расширительной камере приближенно может быть рассчитана согласно зависимости

$$\Delta L_p = 10 \lg \frac{\alpha S_b}{S_k}, \text{ дБ}, \quad (77)$$

где S_b – внутренняя поверхность камеры, м^2 ; S_k – площадь сечения выходного канала, м^2 .

2.8. Расчет границ санитарно-защитной зоны по шумовому фактору

Определение границ санитарно-защитной зоны (СЗЗ) предприятий производится расчетным путем и путем измерения уровней шума с целью уточне-

ния границы санитарно-защитной зоны в соответствии с требованиями МУК 4.3.2194-07[10].

Расчет СЗЗ предприятия по шумовому фактору

Уровень звукового давления $L_{(i)}$, дБ от i -го источника шума в любой точке на рассматриваемой территории рассчитывается по формуле для каждой из октавных полос:

$$L_i = L_{Pi} + K \lg([\Phi_1 / r_1^2 + (1-\alpha)\Phi_2 / r_2^2] / \Omega) - \beta_\alpha r_1 / 1000 - \Delta L(H) - \Delta L(B) - \Delta L(F), \text{ дБ}, \quad (78)$$

где: L_{Pi} - октавный уровень звуковой мощности источника шума, дБ, расположенного на промплощадке; K - безразмерный коэффициент: (K принимает значение равное 10, для точечных источников шума; K принимает значение, равное 7,5 для протяженных источников шума ограниченного размера); r_1 - расстояние в метрах между источником шума и расчетной точкой, м, рассчитывается по формуле:

$$r_1 = \sqrt{(X_{\text{ист}} - X_{\text{рт}})^2 + (Y_{\text{ист}} - Y_{\text{рт}})^2 + (Z_{\text{ист}} - Z_{\text{рт}})^2}, \quad (79)$$

где: $X_{(i)}$, $Y_{(i)}$, $Z_{(i)}$ - координаты источника шума по осям X, Y, Z в метрах; $X_{(\text{рт})}$, $Y_{(\text{рт})}$, $Z_{(\text{рт})}$ - координаты расчетной точки по осям X, Y, Z в метрах; r_2 - расстояние, м между зеркальным изображением источника шума при отражении от поверхности земли и расчетной точкой, рассчитанное по формуле:

$$r_2 = \sqrt{(X_{\text{ист}} - X_{\text{зм}})^2 + (Y_{\text{ист}} - Y_{\text{зм}})^2 + (Z_{\text{ист}} + Z_{\text{зм}})^2}, \quad (80)$$

где $\Omega = 4\pi$ - полный пространственный угол в стерadianах; α - октавный коэффициент звукопоглощения поверхности земли - принимается равным 0,1 - для твердых поверхностей (асфальт, бетон) и 0,3 - для травяного и снежного покрова; β_α - октавный коэффициент затухания звука в атмосфере на 1 км. Его величина определяется в зависимости от частоты по табл. 4.

Φ_1 , Φ_2 - коэффициенты направленности излучения источника шума и его зеркального отражения соответственно. Для ненаправленных источников шума значения Φ_1 и Φ_2 равны 1. Для направленных источников шума Φ_1 и Φ_2 определяются по данным технической документации на оборудование;

$\Delta L(B)$ - снижение шума в дБ экранами при расположении их между источником шума и расчетной точкой - рассчитывается по формуле:

$$\Delta L(B) = 20 \lg(\sqrt{2\pi N} / th\sqrt{2\pi N}) + 5, \quad (81)$$

где $N = 2\delta / \lambda$; $\delta = a + b - d$; $a + b$ - длина кратчайшего пути от источника в точку наблюдения, проходящего через верхнюю кромку экрана, м; d - расстояние между ними по прямой линии, м; th - тангенс гиперболический выражения $2\pi N$; λ - длина волны звука на средней частоте октавной полосы, м; $\Delta L(F)$ - ослабление уровня звука полосой зеленых насаждений или лесным массивом - рассчитывается по формуле:

$$\Delta L(F) = \beta(\sqrt[3]{f/8}) \cdot l, \quad (82)$$

где β - снижение уровня звука на 1 м ширины лесополосы - принимается

равным 0,08 дБ/м; f – средняя частота октавной полосы, Гц; l – протяженность (глубина) полосы зеленых насаждений или лесного массива на пути следования звука от источника шума до расчетной точки, м.

$\Delta L(H)$ – поправка в дБ, учитывающая звукоизоляцию конструкции открытого окна жилых зданий, $\Delta L(H)=10$ дБ. Поправка используется в тех случаях, когда расчетная точка располагается внутри жилого (общественного) здания.

Расчет по формуле (78) выполняется для каждой октавной полосы в диапазоне частот от 63 до 8000 Гц.

Расчетные значения уровней звукового давления от разных источников звука в одной и той же точке на рассматриваемой территории суммируются.

Суммирование октавных уровней звукового давления $L(pt)$ в точках на рассматриваемой территории от нескольких источников шума рассчитывается по формуле (83):

$$L(pt) = 10 \lg \left(\sum_1^m 10^{0,1L(i)} \right), \quad (83)$$

где $L(i)$ – октавный уровень звукового давления от « i » источника шума в расчетной точке на рассматриваемой территории, рассчитанный по формуле (78); i – номер источника шума; m – количество источников шума.

Для расчета границ санитарно-защитной зоны используются выражения (78) или формула для определения уровня звука, L_A , в расчетной точке на территории застройки, прилегающей к территории промышленных и коммунальных предприятий [11]:

$$L_A = L_{PA} - 10 \lg \Omega - 20 \lg r - \Delta Ar + \Delta L_{отр} - \Delta L_{CA} \quad (84)$$

где L_{PA} – скорректированный или эквивалентный уровень звуковой мощности источника шума, дБА; Ω и r – тоже, что в формуле (78); ΔAr – поправка, дБА, на поглощение звука в воздухе, принимаемая в зависимости от разности $\Delta L_A = L_{Pлин} - L_{PA}$, учитывающей зависимость звукопоглощения от спектра шума; $\Delta L_{отр} = 3n$, дБА – повышение уровня звука вследствие отражения звука от больших поверхностей (земля, стена), расположенных на расстоянии от расчетной точки, не превышающем $0,1r$; n – число отражающих поверхностей (поверхность земли не включается в число n , если отражение от нее уже учтено в значении пространственного угла Ω).

$$n = 0, \Delta L_{отр} = 0.$$

Здесь ΔL_{CA} – дополнительное снижение уровня звука, дБА, элементами окружающей среды:

$$\Delta L_{CA} = \Delta L_{экр} + \Delta L_{пов} + \beta_{азел} l, \quad (85)$$

где $\Delta L_{экр}$ – снижение уровня звука экраном, расположенным между источником шума и расчетной точкой; $\Delta L_{пов}$ – снижение уровня шума поверхностью земли, дБА; $\beta_{азел}$ – коэффициент ослабления звука полосами лесонасаждений, дБА. $\beta_{азел} = 0,08$ дБА/м; l – ширина полосы лесонасаждения, м.

3. РАСЧЕТ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ

3.1. Физические характеристики вибрации

Вибрация — это механические колебания, передаваемые по жидким или твердым средам. Вибрация аналогична шуму по физической природе.

Термином «вибрация» чаще всего пользуются там, где колебания имеют относительно малую амплитуду и не слишком низкую частоту. Вибрация представляет собой кинетическую энергию, передаваемую машине или человеку. Причинами ее возникновения являются неуравновешенные силовые воздействия, источниками которых служат:

- возвратно-поступательные движущиеся системы (кривошипно-шатунные механизмы, вибротрамбовки и др.);
- неуравновешенные вращающиеся массы (например, ручные электрические шлифовальные машины).

В отдельных случаях вибрации могут создаваться также ударами деталей (зубчатые зацепления, подшипниковые узлы).

Неуравновешенные силы появляются в результате дисбаланса, причиной которого может быть неоднородность материала вращающегося тела, несовпадение центра массы тела и оси вращения и др.

Основными понятиями теории вибрации являются:

- 1) вибрационные параметры: виброперемещение, виброскорость и виброускорение;
- 2) механический импеданс;
- 3) собственная частота.

Вибрации, встречающиеся в технике, как правило, имеют характер близкий к гармоническому, а имеющие место в ряде случаев периодические процессы можно легко представить как наложение гармонически колебаний, т.е. колебаний, при которых колеблющаяся величина изменяется по закону синуса (косинуса).

Для гармонических колебаний величина отклонения колеблющейся точки от положения равновесия (виброперемещение x) определяется по формуле:

$$x = x_T \sin(\omega t + \varphi), \quad (86)$$

где x_T - амплитуда виброперемещения; φ - начальная фаза колебаний в момент времени $t = 0$; $\omega = 2\pi f$ - круговая частота; f - частота колебаний.

Виброскорость (v) и виброускорение (a) являются соответственно первой и второй производной по времени от виброперемещения, в связи с чем они определяются из следующих соотношений:

$$\begin{aligned} v &= \omega x_T \cos(\omega t + \varphi) = v_T \cos(\omega t + \varphi), \\ a &= -\omega^2 x_T \sin(\omega t + \varphi) = -a_T \sin(\omega t + \varphi) \end{aligned} \quad (87)$$

где v_T , a_T - максимальные значения соответственно виброскорости и виброускорения колеблющейся точки.

Абсолютные значения параметров, характеризующих вибрацию, изменяются в очень широких пределах, поэтому в практике используется понятие уровня параметров. Уровни виброскорости (L_v) и виброускорения (L_a) определяются по формулам:

$$L_v = 201g \frac{v}{v_0}; \quad (88)$$

$$L_a = 201g \frac{a}{a_0}; \quad (89)$$

где v и a - соответственно средние квадратичные значения виброскорости (м/с) и виброускорения (м/с²); $v_0 = 5 \cdot 10^{-8}$ - опорное значение виброскорости, м/с; $a_0 = 3,4 \cdot 10^{-4}$ - опорное значение виброускорения, м/с².

3.2. Системы защиты от вибрации

В тех случаях, когда фактические значения гигиенических характеристик вибрации превышают допустимые значения, применяются средства защиты от вибрации.

Классификация средств и методов защиты от вибрации определена ГОСТ 26568-85 «Вибрация. Методы и средства защиты. Классификация» [12].

Средства защиты от вибрации по организационному признаку делятся на коллективные и индивидуальные.

По отношению к источнику возбуждения вибрации методы коллективной защиты подразделяются на методы:

- снижающие параметры вибрации воздействием на источник возбуждения;
- снижающие параметры вибрации на путях ее распространения от источника возбуждения.

К первым относятся такие средства защиты, как динамическое уравнивание, антифазная синхронизация, изменение характера возмущающих воздействий, изменение конструктивных элементов источника возбуждения, изменение частоты колебаний и др. Они используются, как правило, на этапе проектирования и изготовления оборудования.

Средства защиты от вибрации на путях ее распространения, представленные на рис. 17, могут быть заложены в проекты машин и оборудования, а могут быть применены на этапе их эксплуатации.

Вибродемпфирование - это процесс уменьшения уровня вибраций защищаемого объекта путем превращения энергии механических колебаний системы в другие виды энергии.

Увеличение потерь энергии в системе может быть достигнуто:

- использованием конструктивных материалов с большим внутренним трением;
- нанесением слоя упруговязких материалов, обладающих большими потерями на внутреннее трение;
- использованием поверхностного трения;

- переводом механической колебательной энергии в энергию токов Фуко или электромагнитного поля.

С точки зрения снижения вибраций наиболее предпочтительным является использование в качестве конструктивных материалов: пластмассы, дерева, резины. Так, в редукторах используют шестерни из капрона, текстолита. В некоторых случаях оказывается возможным также использовать шестерни из твердой резины. В результате происходит снижение вибраций оснований и фундаментов машин, а, следовательно, снижается вибрация рабочих мест. В настоящее время начат выпуск ручного механизированного инструмента в корпусах из полимерных материалов. Это в значительной мере ослабляет воздействие вибраций на руки работающих. На многих видах оборудования внедряется постановка в подшипниковые узлы вибродемпфирующих втулок, что значительно снижает уровень вибрации.

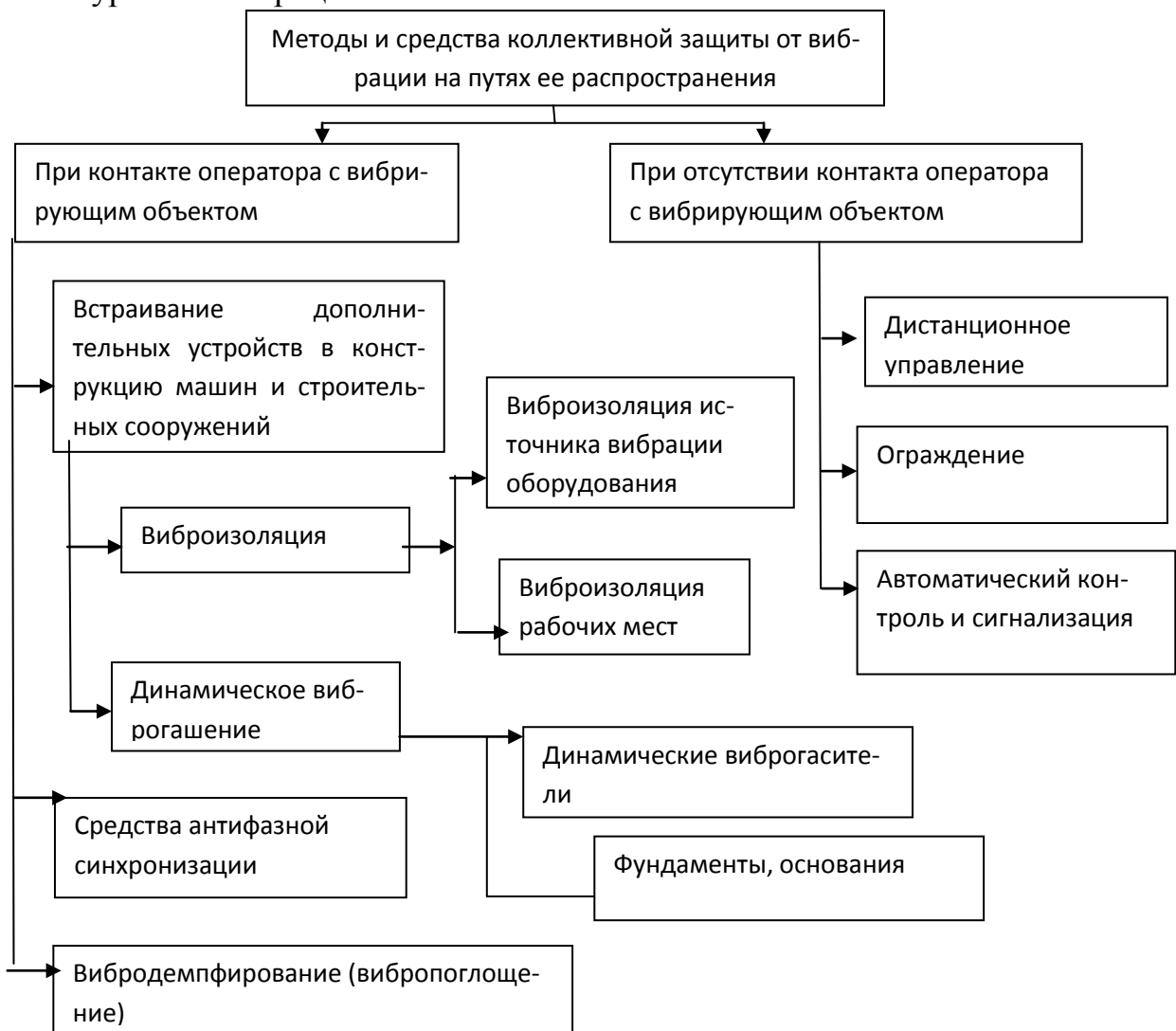


Рис. 17. Методы и средства защиты от вибрации

Кроме того, установка таких подшипниковых узлов значительно повышает срок их службы (иногда в 10 раз). Использование в качестве конструкционных материалов пластмасс позволяет снизить уровень вибрации по виброскорости на 8-10 дБ.

В том случае, когда применение полимерных покрытий в качестве конструктивных не представляется возможным, для снижения вибраций используют *вибродемпфирующие покрытия*. Действие покрытий основано на ослаблении вибраций путем перевода колебательной энергии в тепловую при деформациях покрытий. Эффективное действие покрытий наблюдается на резонансных частотах элементов конструкций агрегатов и машин. Действие жестких покрытий проявляется главным образом на низких и средних частотах, мягких - на высоких. В качестве жестких покрытий используются вязкоупругие материалы (твердые пластмассы, битуминизированный войлок, различные полимерные смеси). В качестве мягких - мягкие пластмассы, материалы типа резины, пенопласты, поливинилхлоридные пластики. Хорошо демпфируют колебания смазочные материалы. Например, консистентные смазки в подшипниковых узлах, а также масляные ванны в редукторах.

Под *виброгашением* понимают уменьшение уровня вибрации защищаемого объекта путем введения в систему дополнительных реактивных импедансов, т.е. сопротивлений упругого или инерционного типа.

Чаще всего виброгашение реализуется путем установки агрегатов на самостоятельные фундаменты. Массу фундамента подбирают таким образом, чтобы амплитуда колебаний подошвы фундамента в любом случае не превышала 0,1-0,2 мм, а для особо ответственных сооружений - 0,005 мм. Для небольших объектов между основанием и агрегатом устанавливают массивную опорную плиту.

Виброгашение связано с ослаблением колебаний посредством присоединения к системе дополнительных реактивных импедансов. Поэтому оно может быть осуществлено также путем изменения упругих характеристик колебательной системы. Увеличение жесткости системы достигают соответствующим изменением конструкции и, в частности, введением ребер жесткости. В последнем случае помимо упругих свойств колебательных систем нарушается синфазность колебаний отдельных поверхностей, снижаются амплитуды смещения отдельных точек. Это в значительной мере способствует снижению амплитуды смещения отдельных точек и снижению уровня вибрации.

Виброизоляция - это уменьшение уровня вибрации защищаемого объекта путем уменьшения передачи колебаний этому объекту от источника колебаний. Виброизоляция осуществляется посредством введения в колебательную систему дополнительной упругой связи, препятствующей передаче вибраций от машины - источника колебаний - к основанию или смежным элементам конструкции; эта упругая связь может также использоваться для ослабления передачи вибраций от основания на человека, либо на защищаемый агрегат.

Виброизоляция достигается путем установки агрегатов на специальные упругие устройства (опоры), обладающие малой жесткостью.

Эффективность виброизоляции оценивается коэффициентом передачи, который имеет физический смысл отношения силы, действующей на основание при наличии упругой связи, к силе, действующей при жесткой связи. Чем это отношение меньше, тем лучше виброизоляция. Хорошая виброизоляция достигается при КП= 1/8-1/15.

Коэффициент передачи может быть рассчитан по формуле: (90)

$$\text{ле: КП} = \frac{1}{\left(\frac{f}{f_0}\right)^2 - 1} ;$$

где f - частота возмущающей силы; f_0 - собственная частота системы на виброизоляторах.

Оптимальное соотношение между f и f_0 равно 3...4.

Для виброизоляции машин с вертикальной возмущающей силой применяют виброизолирующие опоры 3-х типов: резиновые, пружинные и комбинированные.

Пружинные по сравнению с резиновыми имеют ряд преимуществ. Они могут применяться для изоляции как низких, так и высоких частот (обеспечивают любую деформацию), дольше сохраняют постоянство упругих свойств во времени, хорошо противостоят действию масел и высокой температуры, относительно малогабаритны. Однако металлические пружины имеют тот недостаток, что будучи спроектированы на низкую частоту, они пропускают более высокие. Резина имеет малую плотность, хорошо крепится к деталям, ей легко придать любую форму и она обычно используется для виброизоляции машин малой и средней массы (электродвигателей и т.п.). В виброизоляторах резина работает на сдвиг и (или) сжатие.

3.3. Расчет пружинного амортизатора

Пружинные амортизаторы целесообразно использовать для виброизоляции при сравнительно низкой частоте менее 33Гц и значительной амплитуде колебаний системы, а также при наличии высоких температур, масел, паров щелочей и кислот. В качестве пружинных амортизаторов чаще всего применяются стальные витые пружины, изготавливаемые из прутка круглого сечения.

Исходные данные при проектировании виброизоляции рабочего места в случае гармонических вибрации основания: частота f колебаний, на которой проводятся испытания; амплитуда смещения $A_{\text{осн}}$ вынужденных колебаний виброизолируемой плиты основания; нормативные значения амплитуды смещения основания $A_{\text{норм}}$ в соответствии с ГОСТ 12.1.012-2004 [12]; габариты плиты a и b ; массы опорной плиты M , оператора m , оборудования $m_{\text{об}}$. (Масса оборудования принимается во внимание в том случае, когда она располагается на опорной плите рабочего места).

При расчете используется соотношение:

$$КП = \frac{A_{норм}}{A_{осн}} = \frac{1}{(f / f_0)^2 - 1} \quad (91)$$

где f_0 - собственная частота виброизолируемого рабочего места, включая оператора, опорную плиту и виброизоляторы, Гц; f - вынужденная частота колебаний агрегата, Гц.

Расчет виброизоляции рабочего места в случае вертикальных вибраций, которые чаще всего наиболее выражены, ведется в такой последовательности.

1. Находим допустимое значение амплитуды перемещений по табл. 19

2. По формуле 91 определяем требуемое значение коэффициента передачи виброизоляции.

3. Находим требуемое значение собственной частоты виброизолированного рабочего места

$$f_0 = \frac{f}{\sqrt{\frac{1}{КП} + 1}} \quad (92)$$

Таблица 19

Допустимое значение амплитуды перемещений

Частота, Гц	1,4	1,6	2	2,5	2,8	3,2	4,0	5,0	5,6
Амплитуда перемещения, мм	3,11	2,22	1,28	0,73	0,61	0,44	0,28	0,16	0,13
Частота, Гц	6,3	8,0	10	11,2	12,5	16	20	22,4	25
Амплитуда перемещения, мм	0,09	0,056	0,045	0,041	0,036	0,026	0,0225	0,02	0,018
Частота, Гц	31,5	40	45	50	63	80	90		
Амплитуда перемещения, мм	0,014	0,013	0,002	0,009	0,0072	0,0056	0,005		

4. По найденному значению f_0 находим требуемую статическую осадку

$$X_{ст} = \frac{g}{(2\pi \cdot f_0)^2} \quad (93)$$

5. Рассчитываем (или задаем) массу опорной плиты M , которая должна в 2-3 раза превышать массу оператора и оборудования, располагаемого на плите.

6. При заданных габаритах опорной плиты определяет толщину опорной плиты

$$\delta = \frac{M}{a \cdot b \cdot \rho}, \quad (94)$$

где ρ - плотность материала плиты; a и b - соответственно длина и ширина плиты, м.

7. Вычисляем суммарную жесткость виброизолятора $q_{\Sigma z}$ в вертикальном направлении

$$q_{\Sigma z} = \frac{M_{\Sigma} g}{x_{ст}}, \quad (95)$$

где $M_{\Sigma} = M + m + m_{об}$.

8. Определяем вертикальную жесткость q_{z1} одного виброизолятора

$$q_{z1} = \frac{q_{\Sigma z}}{N}, \quad (96)$$

где N - число виброизоляторов (выбираем исходя из требований обеспечения устойчивости опорной плиты).

9. Находим расчетную нагрузку на одну пружину с учетом возможности неравномерного распределения нагрузки на пружины при перемещении оператора

$$P_1 = \frac{Mg}{N} + 1.5 \frac{mg}{n}, \quad (97)$$

где n - минимальное число пружин, воспринимающих вес оператора при работе.

10. Определяем геометрические размеры пружинных виброизоляторов:

а) диаметр прутка пружины

$$d = 1.6 \sqrt{\frac{k P_1 C}{[\sigma]}}, \quad (98)$$

где $C = D/d$ принимаем равным от 4 до 10, D – диаметр пружины, $[\sigma]$ - допускаемое напряжение сдвига при кручении, Н/м² (табл. 20); k – коэффициент деформации пружины (определяется по рис.18);

б) диаметр пружины

$$D = cd; \quad (99)$$

в) число рабочих витков

$$i_1 = \frac{Gd}{8q_z C^3}, \quad (100)$$

где G – модуль сдвига для стали (определяется по табл. 20);

г) полное число витков пружины

$$i_{\Sigma} = i_1 + i_2 \quad (101)$$

где нерабочее число витков пружины $i_2 = 1,5$ при i_1 меньше 7 и $i_2 = 2$ при $i_1 \geq 7$;

д) шаг витка $h = 0,25 D$;

е) высота ненагруженной пружины

$$H_0 = i_2 h + (i_2 - 0,5)d. \quad (102)$$

При расчете пружин, работающих на сжатие, отношение высоты нагруженной пружины к ее диаметру должно быть не более двух. В противном случае возникнет опасность потери устойчивости виброизолированной системой.

Установка машин на пружинные амортизаторы более эффективна, чем на резиновые, так как обеспечивает более низкие собственные частоты колебаний вибрирующего механизма.

Следует располагать центр жесткости виброизоляторов на одной вертикали с центром тяжести массы машины, установленной на специальное основание.

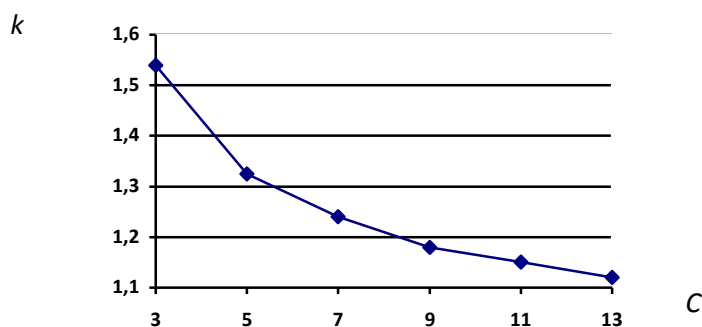


Рис. 18. Определение коэффициента деформации пружины

C- индекс пружины:
$$C = \frac{D}{d} \quad 4 \div 10,$$

где D - средний диаметр пружины, м; d - диаметр проволоки, м.

Таблица 20

Допускаемые напряжения для пружинных сталей

Сталь		Модуль сдвига $\text{Н/м}^2 \cdot 10^{10}$	Допускаемые напряжения		Назначение
Группа	Марка		Режим работы	$\text{Н/м}^2 \cdot 10^8$	
Углеродистая	70	7.83	Легкий	4.11	Для пружин с относительно низкими напряжениями при диаметре проволоки менее 8 мм
			Средний	3.73	
			Тяжелый	2.47	
Хромованадиевая закаленная в масле	50ХФА	7.7	Легкий	5.49	Для пружин, воспринимающих динамическую нагрузку, при диаметре прутка не менее 12.5 мм
			Средний	4.90	
			Тяжелый	3.92	
Кремнистая	55 С 2 60 С 2 А 63 С 2 А	7.45	Легкий	5.49	Для пружин, воспринимающих динамическую нагрузку, при диаметре прутка более 10 мм, а также для рессор
			Средний	4.41	
			Тяжелый	3.43	

3.4. Расчет резиновых амортизаторов

Недостатком резиновых амортизаторов является их недолговечность, так как они со временем становятся жестче и через 5...7 лет их необходимо заменять. Кроме того, с их помощью нельзя получить очень низкие собственные частоты колебаний системы, которые необходимы для тихоходных агрегатов,

из-за неизбежной в этом случае перегрузки прокладок, значительно сокращающих срок их службы.

Порядок расчета резиновых виброизоляторов.

1. При найденном значении f_0 необходимая статическая осадка виброизолированной системы определяется по формуле:

$$X_{ст} = \frac{g}{(2\pi \cdot f_0)^2} \quad (103)$$

2. Для выбранного материала прокладки рассчитывается высота прокладки:

$$h = x_{ст} \frac{E}{\sigma} \quad (104)$$

где E - динамический модуль упругости; σ - расчетное напряжение сжатия в резине, Н/м^2 , выбирается согласно табл. 21.

3. Исходя из конструктивных особенностей машины, задаются числом амортизаторов N .

4. Площадь виброизолирующей прокладки

$$S = \frac{Q}{\sigma} \quad (105)$$

где Q - вес машины, Н ; σ - расчетное напряжение сжатия в резине, Н/м^2 .

5. Определяют площадь поперечного сечения одного виброизолятора s , кв. м, по формуле

$$s = S / n, \quad (106)$$

где S - суммарная площадь поперечного сечения, определенная по формуле (105); n - количество виброизоляторов.

6. Определяют поперечный размер одного виброизолятора:

в виде цилиндра - диаметр d , м:

$$d = \sqrt{\frac{4S}{\pi}}, \quad (107)$$

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

$$\delta = \sqrt{S}, \quad (108)$$

Резиновые виброизоляторы сохраняют устойчивость от опрокидывания в процессе эксплуатации при условии: $h \leq d \leq (1,5 \div 2)h$.

Если габариты прокладок оказываются неприемлемыми, производится расчет второго приближения, в котором задается меньшее значение высоты прокладки, выбирается материал с меньшей жесткостью или увеличивается число виброизоляторов.

Ослабление уровня вибрации:

$$\Delta L_v = 20 \lg \frac{1}{\text{КП}}, \quad (109)$$

где КП - коэффициент передачи.

Следует помнить, что широкие амортизаторы с малой высотой H нежелательны, так как они имеют чрезмерную жесткость. Поэтому часто подстилаемые под вибрирующие механизмы резиновые коврики практически неэффективны. Если же по конструктивным соображениям все же придется выбирать широкие листы амортизаторов, последние необходимо делать перфорированными или рифлеными.

Таблица 21

Характеристики виброизолирующих материалов

Марка резины	Динамический модуль упругости $E \cdot 10^6, Н/м^2$	Допустимое напряжение на сжатие $[\sigma]_{сж} \cdot 10^6, Н/м^2$
56	36	4.2
112А	43	1.71
93	59.5	2.4
КР-107	41	2.94
ИРП-1347	39.3	4.4
2566	24.5	0.98

3.5. Расчет виброизоляторов для установки стационарных агрегатов

Определение требуемой эффективности акустической виброизоляции

Эффективность акустической виброизоляции агрегатов инженерного оборудования (далее - агрегаты) ΔL , дБ, ориентировочно определяют по формуле 106 или 107:

$$\Delta L = 20 \lg \frac{1}{КП} = 20 \lg \left| \frac{f^2}{f_0^2} - 1 \right|, \quad (110)$$

где КП – коэффициент передачи.

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

а) эффективность акустической виброизоляции агрегата ΔL не должна быть меньше значений $\Delta L_{тр}$, приведенных в табл. 22 [13, 14];

б) собственная частота колебаний виброизолируемого агрегата в вертикальном направлении f_0 не должна превышать значений допустимых частот собственных колебаний в вертикальном направлении $f_{0доп}$, определенных по рис.19, в зависимости от частоты вращения элементов виброизолируемого агрегата N , об/мин, требуемой эффективности виброизоляции $\Delta L_{тр}$, дБ, и типа перекрытия, на котором установлен агрегат.

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

Требуемая эффективность акустической виброизоляции

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

Примечание. 1. Для крышных котельных и автономных кондиционеров основная расчетная частота вынуждающей силы выбирается по наименьшей частоте вращения установленных агрегатов (насосов, компрессоров, вентиляторов). 2. Для обеспечения допустимых уровней шума и вибрации от инженерного оборудования в жилых домах, гостиницах, административных зданиях, общественных зданиях категории А (по [8]), а также в больницах, домах отдыха, санаториях, театрах и библиотеках требуемая эффективность виброизоляции $\Delta L_{тр}$ должна быть на 5 дБ выше указанной в таблице, допустимая собственная частота колебаний $f_{доп}$, определенная по графику рис. 19, должна быть уменьшена в 1,8 раза

Определение общей требуемой массы виброизолированного агрегата и требуемой суммарной жесткости виброизоляторов

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

$$M_{тр} \geq \frac{2,5 \cdot \varepsilon \cdot M_{вр}}{A_{доп}}, \quad (111)$$

где: ε - эксцентриситет вращающихся частей агрегата, м (для вентиляторов и насосов можно приближенно принимать: $\varepsilon = (0,2-0,4) \cdot 10^{-3}$, м - при динамической балансировке; $\varepsilon = (1-1,5) \cdot 10^{-3}$, м - при статической балансировке); $M_{врч}$ - общая масса вращающихся частей агрегата, кг; $A_{доп}$ - максимально допустимая амплитуда смещения центра масс агрегата, м, определяемая по табл. 23.

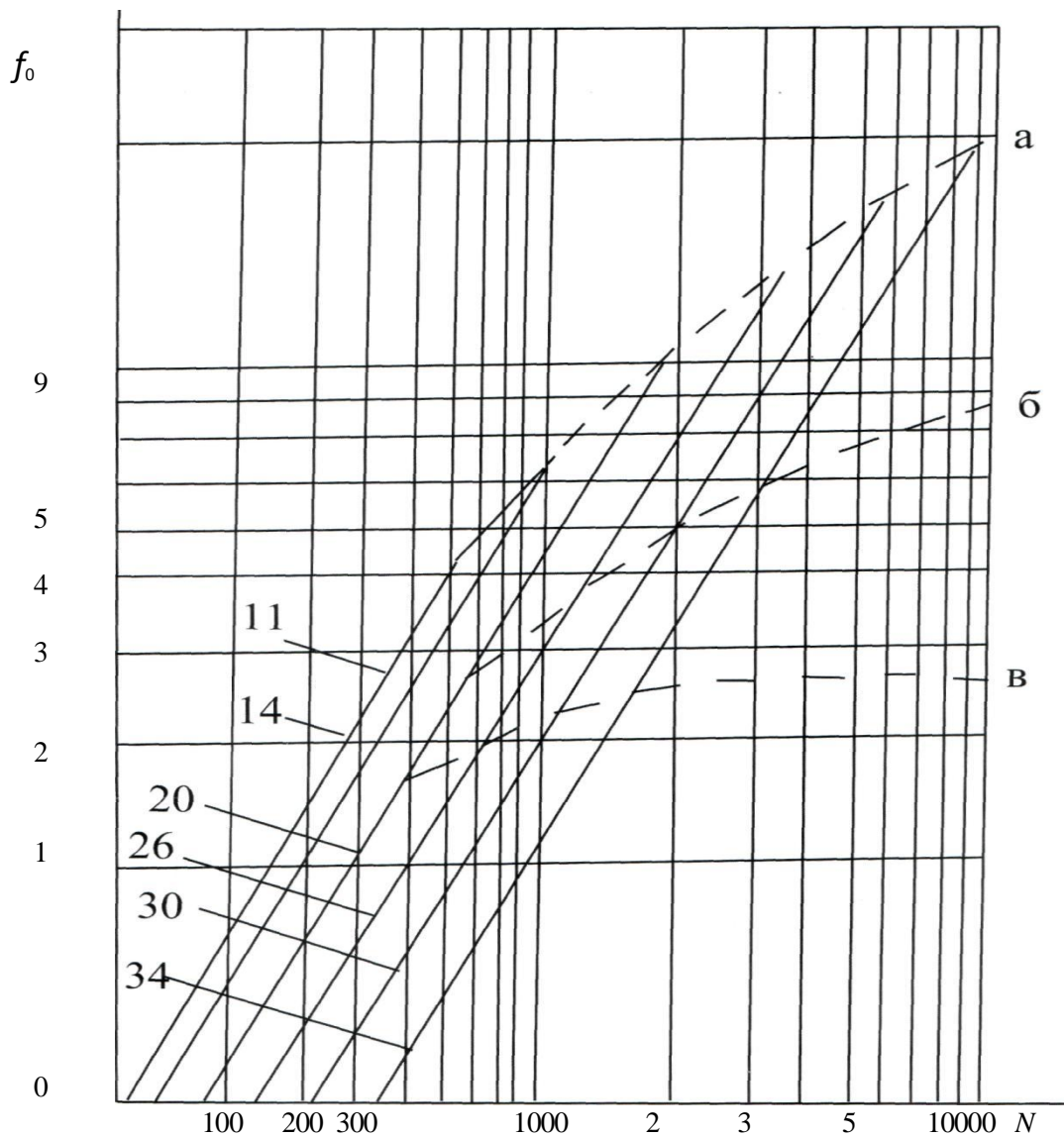


Рис. 19. Допустимая частота собственных вертикальных колебаний виброизолированного агрегата:

Частота вращения, N , об/мин

a – подвальные этажи; b – тяжелые железобетонные перекрытия (уд. масса более 500 кг/м^2); v – легкие бетонные перекрытия уд. масса G находится в пределах: $500 > G > 200 \text{ кг/м}^2$. Цифры внутри графика указывают требуемую эффективность виброизоляции $\Delta L_{\text{тр}}$. Предельно допустимая частота собственных вертикальных колебаний агрегата $f_{0\text{доп}}$ не должна превышать значений, ограниченных пунктирными линиями для соответствующих типов перекрытий)

Таблица 23

Максимально допустимая амплитуда смещения центра масс агрегата

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

Если общая масса агрегата (например, масса вентилятора с электродвигателем и металлической рамой) меньше требуемой, необходимо увеличить ее до требуемой, например, частичным или полным заполнением внутреннего объема

металлической рамы бетоном, или смонтировать агрегат на общей железобетонной (пригрузочной) плите.

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

$$K_{тр} = 4\pi^2 \cdot f_{0\text{доп}}^2 \cdot M_{тр} \quad (112)$$

где: f_0 - допустимая частота собственных колебаний виброизолированного агрегата в вертикальном направлении, определенная по графику рис. 19, Гц; $M_{тр}$ - общая требуемая масса виброизолированного агрегата, кг, по формуле (111).

Выбор типов, количества и расположения виброизоляторов

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

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

2. Виброизоляторы следует располагать таким образом, чтобы сумма проекций расстояний вертикальных осей виброизоляторов от центра масс на две взаимно перпендикулярные оси, расположенные в горизонтальной плоскости и проходящие через центр масс системы, равнялась нулю.

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

4. Если выбраны пружинные виброизоляторы, расчет выполняют в следующем порядке:

а) определяют по табл. 22 требуемую эффективность акустической виброизоляции $\Delta L_{тр}$, дБ, в зависимости от вида виброизолируемого инженерного оборудования;

б) определяют по рис. 19 допустимую частоту собственных колебаний в вертикальном направлении виброизолируемого агрегата $f_{0\text{доп}}$, Гц, в зависимости от частоты вращения виброизолируемого агрегата, мин^{-1} ; $\Delta L_{тр}$, дБ, и типа перекрытия, на котором он установлен;

в) определяют по формуле (111) общую требуемую массу виброизолируемого агрегата $M_{тр}$, кг;

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

$$M_{п} = M_{тр} - M_a \quad (113)$$

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

д) определяют необходимое количество виброизоляторов, n ;

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

$$P_{ст} = \frac{M_{тр} \cdot g}{n}, \quad (114)$$

где $g = 9,8 \text{ м/с}^2$; n - количество виброизоляторов;

ж) определяют расчетную максимальную рабочую нагрузку на один виброизолятор $P_{махрасч}$, Н, по формуле

$$P_{махрасч} = P_{ст} + 1,5 \frac{4\pi^2 \cdot f^2 \cdot A_{доп}}{10g} P_{ст}, \quad (115)$$

где $P_{ст}$ - статическая нагрузка, определяемая по формуле (114); f - основная расчетная частота вынуждающей силы агрегата, Гц (по исходным данным); $A_{доп}$ - максимально допустимая амплитуда смещения центра масс агрегата (табл. 23), м;

з) определяют по формуле (112) требуемую суммарную жесткость всех виброизоляторов в вертикальном направлении $K_{тр}$ Н/м, и затем требуемую жесткость в вертикальном направлении одного виброизолятора $k_{тр}$ по формуле

$$k_{тр} = \frac{K_{тр}}{n}, \quad (116)$$

где n - число виброизоляторов;

и) находят по паспортным данным (прил. 6, рис. П 6.1-П 6.3 для пружинных виброизоляторов ДО) подходящий тип виброизолятора по максимальной рабочей нагрузке на один виброизолятор $P_{махрасч}$ и жесткости одного виброизолятора в вертикальном направлении $k_{тр}$, при этом должны соблюдаться неравенства:

$$\begin{aligned} P_{мах} &\geq P_{махрасч}, \\ k_0 &\leq k_{тр}, \end{aligned} \quad (117)$$

где $P_{мах}$ - максимальная рабочая нагрузка на один виброизолятор, Н; $P_{махрасч}$ - максимальная расчетная рабочая нагрузка на один виброизолятор, Н, определенная по формуле (115); k - жесткость одного виброизолятора в вертикальном направлении, Н/м (по паспортным данным; для пружинных виброизоляторов типа ДО – по данным на рис. прил. 6); $k_{тр}$ - требуемая жесткость одного виброизолятора в вертикальном направлении, определенная по формуле (116).

Если эти условия не соблюдаются, выбирают другой тип виброизоляторов;

к) определяют собственную частоту колебаний виброизолированного агрегата в вертикальном направлении f_0 , Гц, по формуле:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_0 \cdot g}{P_{ст}}}, \quad (118)$$

где k_0 - то же, что в формуле (114); $g = 9,8 \text{ м/с}^2$; $P_{ст}$ - то же, что в формуле (115);

л) определяют эффективность акустической виброизоляции ΔL , дБ, обеспечиваемую подобранной системой виброизоляции, по формуле (110), при этом f_0 - величина, рассчитанная по формуле (118).

Найденное значение эффективности акустической виброизоляции ΔL , дБ, должно быть больше $\Delta L_{тр}$, дБ, определенного по табл. (22).

5. Если выбраны резиновые виброизоляторы промышленного изготовления, расчет выполняют в той же последовательности, что и для пружинных виброизоляторов (см. п. 4, а-л).

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

а) в соответствии с подп. "а", "б", "в", "г" п. 4 определяют требуемую эффективность акустической виброизоляции $\Delta L_{тр}$, дБ, допустимую частоту собственных колебаний в вертикальном направлении виброизолируемого агрегата $f_{0\text{доп}}$, Гц; общую требуемую массу виброизолируемого агрегата $M_{тр}$, кг;

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

$$S = \frac{M_{тр} \cdot g}{\sigma}, \quad (119)$$

где $M_{тр}$ - общая требуемая масса виброизолируемого агрегата, кг; $g = 9,8 \text{ м/с}^2$; σ - допустимое статическое напряжение в резине, для резины с твердостью (по Шору А) до 40 принимается 0,1-0,3 МПа, для резины с большей твердостью - 0,3-0,5 МПа;

в) определяют площадь поперечного сечения одного виброизолятора s , кв. м, по формуле:

$$s = S / n, \quad (120)$$

где S - суммарная площадь поперечного сечения, определенная по формуле (116); n - количество виброизоляторов;

г) определяют поперечный размер одного виброизолятора:

в виде цилиндра - диаметр d , м:

$$d = \sqrt{\frac{4S}{\pi}}, \quad (121)$$

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

$$\delta = \sqrt{S}, \quad (122)$$

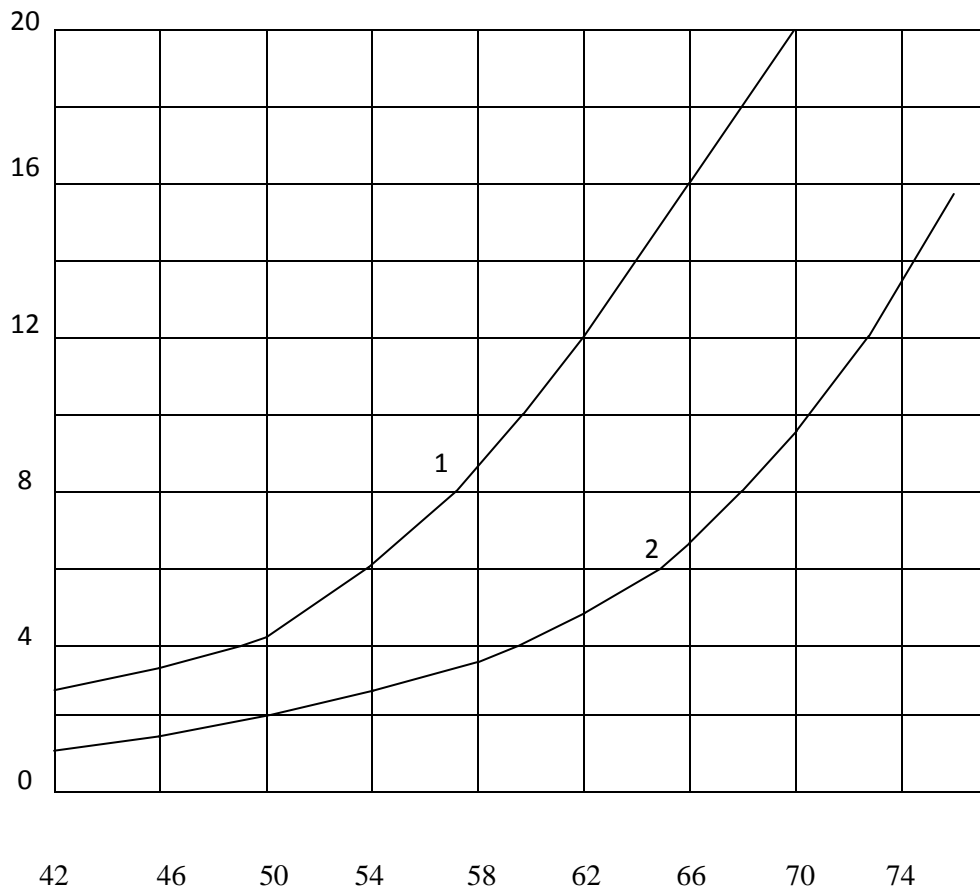
д) определяют требуемую суммарную жесткость виброизоляторов в вертикальном направлении $K_{тр}$, Н/м, по формуле (109);

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

$$H_p = \frac{E_d \cdot S}{K_{тр}}, \quad (123)$$

где E_d - динамический модуль упругости резины, Па, определяемый ориентировочно по графику рис. 20 в зависимости от твердости резины (более точные значения динамического модуля упругости резины следует определять экспериментальным путем); S - площадь поперечного сечения всех вибро-изоляторов, кв. м; $K_{тр}$ - требуемая суммарная жесткость всех виброизоляторов, Н/м;

$E_a \text{ Па} \cdot 10^6$



Единицы твердости по Шору А (ГОСТ 263-75)

Рис. 20. Зависимость динамического модуля упругости резины от твердости

1 – резина на синтетическом каучуке;

2 – резина на натуральном каучуке

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

для виброизоляторов в виде цилиндра

$$1,5 H_p \leq d \leq 8 H_p, \quad (121)$$

или для виброизоляторов в виде кубов или параллелепипедов квадратного сечения

$$1,5 H_p \leq \delta \leq 8 H_p, \quad (122)$$

где H_p - рабочая высота виброизолятора, м, определяемая по формуле (120).

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

з) определяют полную высоту виброизолятора H , м:

для виброизоляторов в виде цилиндра

$$H = H_p + 1/8 d, \quad (123)$$

или для виброизоляторов в виде кубов или параллелепипедов квадратного сечения

$$H = H_p + 1/8 \delta, \quad (124)$$

и) определяют суммарную жесткость всех резиновых виброизоляторов в вертикальном направлении $K_{тр}$, Н/м, по формуле:

$$K_{тр} = \frac{E_d \cdot S}{H_p}, \quad (125)$$

где E_d , S , H_p - то же, что в формуле (123);

к) определяют собственную частоту колебаний виброизолированного агрегата в вертикальном направлении f_0 , Гц, по формуле:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_{тр}}{M_{тр}}}, \quad (126)$$

где $K_{тр}$ - суммарная жесткость всех виброизоляторов в вертикальном направлении, определяемая по формуле (125), Н/м; $M_{тр}$ - общая требуемая масса виброизолированного агрегата, кг;

л) определяют эффективность акустической виброизоляции ΔL дБ, обеспечиваемую подобранной системой виброизоляции, по формуле (110).

Значение эффективности ΔL , дБ, не должно быть меньше $\Delta L_{тр}$, дБ, определенного по табл. 22.

4. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ

4.1. Расчет санитарно-защитной зоны

В качестве примера рассмотрим порядок акустического расчета и определение границ санитарно-защитной зоны по шумовому фактору на предприятии по изготовлению полиграфической продукции.

Определение шумовых характеристик источников шума.

Источниками внешнего шума предприятия по изготовлению полиграфической продукции являются система вытяжной вентиляции, погрузочно-разгрузочные работы и переработка отходов упаковки на гидравлическом прессе.

Вытяжная вентиляция включает три крышных вентилятора ВКРМ - 6,3 - 0,2 с электродвигателями мощностью 2,2 кВт, установленными на кровле производственного здания на высоте 12 м.

В процессе погрузочно-разгрузочных работ используются автомобиль КАМАЗ и автопогрузчик.

Уровни звуковой мощности вентилятора ВКРМ – 6,3 – 0,2 в октавных полосах частот для стороны нагнетания, принимаются по каталогу вентиляционного оборудования ОАО «Мовен» и приводятся в табл. 21.

Таблица 21

Шумовая характеристика вентилятора

Тип вентилятора	n, об/мин	Уровень звуковой мощности, дБ в октавных полосах частот, Гц							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
ВКРМ - 6,3 - 0,2	935	78	81	89	82	80	78	70	61

Шумовые характеристики автотранспортных средств определяются согласно ГОСТ 27436-87 «Внешний шум автотранспортных средств» [15]. Для грузовых автомобилей с полной массой свыше 3500 кг и с двигателем мощностью 150 кВт и выше уровень звуковой мощности составляет 84 дБА. Уровень звуковой мощности гидравлического пресса принимается равным 80 дБА по паспорту завода-изготовителя.

Определение уровней звуковой мощности вытяжной вентиляции.

Суммарный уровень звуковой мощности вентиляторов в октавных полосах частот определяется по формуле:

$$L_{\text{всум}} = L_B + 10 \lg n,$$

где L_B - уровень звуковой мощности вентилятора ВКРМ - 6,3 - 0,2 в октавных полосах частот; n - количество вентиляторов.

Уровни звуковой мощности от системы вытяжной вентиляции приведены в табл.22.

Определение уровней звукового давления на границе санитарно-защитной зоны.

Октавные уровни звукового давления в расчетных точках, если они расположены на территории жилой застройки, определяются по формуле 11. Результаты расчета уровней звукового давления в расчетной точке на расстоянии $r = 60$ м от центра здания приведены в табл. 23.

Таблица 22

Уровни звуковой мощности вытяжной вентиляции

Октавные полосы частот, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$L_{всум}$, дБ	83	86	94	87	85	83	75	66

Таблица 23

Результаты расчета ожидаемого уровня шума

Определяемый параметр	Октавные полосы частот							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
L_w , дБ	83	86	94	87	85	83	75	66
$15lgr$	27	27	27	27	27	27	27	27
$10lg\Phi$, дБ	0	0	0	0	0	0	0	0
β_a , дБ	0	0	0	0	0	0	0	0
$10lg\Omega$, дБ	11	11	11	11	11	11	11	11
L , дБ	45	48	56	49	47	45	37	28

Требуемое снижение шума от вытяжной вентиляции определяется по формуле 23 $\Delta L_{тр} = L - L_{доп}$,

где $L_{доп}$ – допустимые уровни звукового давления, дБ, установлены [2, 16] для ночного и дневного времени суток. Для шума, создаваемого на территории системами вентиляции допустимые значения принимаются на 5 дБ меньше.

Требуемое снижение шума от вытяжной вентиляции приведено в табл. 24.

Таблица 24

Необходимое снижение шума от вытяжной вентиляции

Октавные полосы частот, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
ΔL , дБ								
с 7-00 до 23-00 часов	0	0	2	0	2	3	0	0
с 23-00 до 7-00 часов	0	0	12	10	12	13	7	0

Для снижения шума от вытяжной вентиляции необходимо применить глушители шума со звукопоглощающим материалом [14, 17, 18] В данном случае рекомендуется применить трубчатые глушители с внутренним диаметром воздуховода 500 мм и наружным диаметром 710 мм, установленные на корпусах крышных вентиляторов ВКРМ - 6,3 - 0,2. Характеристики глушителя, выполненного из супертонкого волокна стеклоткани ЭС - 100, металлического перфорированного листа толщиной 0,7 мм с отверстиями диаметром 10 мм и шагом 15 мм приведены в табл. 25.

$\Phi_{св} = S_{св}/S_{г}$, где $S_{св}$ - свободная для воздуха площадь поперечного сечения глушителя; $S_{г}$ - габаритная площадь поперечного сечения глушителя.

Из табл. 25 видно, что требуемое снижение шума на 13 дБ в октавной полосе частот 2000 Гц будет обеспечено с помощью трубчатого глушителя длиной 1,5 м.

Таблица 25

Шумовые характеристики глушителей шума

Диаметр внутреннего и наружного воздухопроводов, мм	$\Phi_{св}$	длина глушителя, l , м	Снижение уровня звуковой мощности ΔL , дБ, трубчатыми глушителями с круглым воздухопроводом и кожухом в октавных полосах частот, Гц							
			63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
500 и 710	0,5	0,75	1	4	11	15	13	7	6	5
		1,5	2	6,5	18	28	23	13	10	8

Расчет границ санитарно-защитной зоны от вытяжной вентиляции.

Результаты расчета размеров санитарно-защитной зоны с учетом одновременной работы трех крышных вентиляторов ВКРМ - 6,3 - 0,2, оснащенных трубчатыми глушителями, для дневного и ночного времени суток приведены в табл. 26 и 27.

Таблица 26

Результаты расчета границ санитарно-защитной зоны в дневное время

Определяемый параметр	Октавные полосы частот, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
L_p , дБ	83	86	94	87	85	83	75	66
$L_{доп}$, дБ	70	61	54	49	45	42	40	39
$10lg\Phi$, дБ	0	0	0	0	0	0	0	0
$10lg\Omega$, дБ	11	11	11	11	11	11	11	11
$\Delta L_{гл}$, дБ*	2,5	7	18	25	16	13	10	8
$15lgr$	-0,5	7	11	2	13	17	14	8
r , м	0	3	5	2	7	14	9	3

Таблица 27

Результаты расчета границ санитарно-защитной зоны в ночное время

Определяемый параметр	Октавные полосы частот, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
L_p , дБ	83	86	94	87	85	83	75	66
$L_{доп}$, дБ	62	52	44	39	35	32	30	28
$10lg\Phi$, дБ	0	0	0	0	0	0	0	0
$10lg\Omega$, дБ	11	11	11	11	11	11	11	11
$\Delta L_{гл}$, дБ*	2,5	7	18	25	16	13	10	8
$15lgr$	8	16	21	12	23	27	24	19
r , м	3	12	25	6	34	63	40	18

* $\Delta L_{гл}$ – снижение шума трубчатым глушителем с внутренним диаметром 500 мм и длиной 1,5 м [7, 14].

Расчет границ санитарно-защитной зоны от погрузочно-разгрузочных работ.

За скорректированный уровень звуковой мощности источника шума L_{PA} в расчете принят суммарный уровень шума, возникающий при погрузочно-разгрузочных операциях по разгрузке макулатуры с автомобиля КАМАЗ и переработке отходов на гидравлическом прессе. Суммарный уровень звуковой мощности определяется по формуле $L_{PA} = L_1 + \Delta L$, где $L_1 = 84$ дБА – уровень звуковой мощности автомобиля КАМАЗ; ΔL – поправка, определяемая в зависимости от разности двух складываемых источников шума $L_1 - L_2$ (табл. 5); $L_2 = 80$ дБА - уровень звуковой мощности гидравлического пресса; при $L_1 - L_2 = 4$ дБА $\Delta L = 1,5$ дБА.

Суммарный уровень звуковой мощности источников шума при погрузочно-разгрузочных операциях составляет $L_{PA} = 84 + 1,5 = 85,5$ дБА.

Определение размера границы санитарно-защитной зоны предприятия производится по формуле (78), которое используется для расчета уровня звука в расчетной точке. При этом за величину L_A принимается допустимый уровень звука $L_{A_{\text{экв}}}$, дБА для территорий жилой застройки в дневное и ночное время суток согласно [2, 7, 8].

Расстояние от источников шума до границы санитарно-защитной зоны предприятия в дневное время составляет:

$$L_A = L_{PA} - 10 \lg \Omega - 20 \lg r - \Delta A_r + \Delta L_{\text{отр}} - \Delta L_{\text{СА}};$$

$$20 \lg r = 85,5 - 55 - 8 = 22,5;$$

$$r = 13 \text{ м.}$$

Расстояние от источников шума до границы санитарно-защитной зоны предприятия в ночное время составляет:

$$20 \lg r = 85,5 - 45 - 8 = 32,5;$$

$$r = 42 \text{ м.}$$

Расчеты показывают, что допустимый уровень шума при работе системы вытяжной вентиляции в дневное время достигается на расстоянии 14 м, а в ночное время на расстоянии 63 м от центра производственного здания.

Допустимый уровень шума от погрузочно-разгрузочных работ достигается на расстоянии 13 м в дневное время и на расстоянии 42 м в ночное время.

4.2. Расчет виброизоляторов для установки стационарных агрегатов

Задание 1

Расчитать акустическую виброизоляцию центробежного вентилятора ВЦ 4-75 N 12,5 (по ГОСТ 5960-90 [18]), установленного на перекрытии из легкого железобетона ($G = 300$ кг/м²) в здании офиса категории Б (по МГСН 2.04-97 [8]).

Исходные данные:

Частота вращения вентилятора - $N_b = 600$ об/мин ($f_b = 10$ Гц)

Частота вращения электродвигателя- $N_э = 975$ мин ($f_э = 16,2$ Гц)

Масса агрегата - $M_a = 1020$ кг

Общая масса вращающихся частей - $M_{вр.ч} = 250$ кг

Вентилятор динамически отбалансирован.

Решение:

1. В соответствии с п. 3.5.2. п/п1 принимаем эксцентриситет вращающихся частей агрегата $\varepsilon = 0,2 \cdot 10^{-3}$ м. Исходя из частоты вращения вентилятора (600 об/мин) определяем по табл. 20 максимально допустимую амплитуду смещения центра масс агрегата

$$A_{доп} = 0,145 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

2. По таблице 19 определяем требуемую эффективность акустической виброизоляции $\Delta L_{тр} = 24$ дБ.

3. По графику на рис. 20 находим допустимую частоту собственных колебаний в вертикальном направлении виброизолируемого агрегата при размещении его на перекрытии из легкого бетона (кривая "в" на рис. 20):

$$f_{0доп} = 2,8 \text{ Гц.}$$

4. По формуле (100) определяем общую требуемую массу виброизолируемого агрегата.

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

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

6. В соответствии с п. 3.5.3 выбираем пружинные виброизоляторы. Принимая количество виброизоляторов $n = 4$, определяем по формуле (103) статическую нагрузку на один виброизолятор:

$$P_{ст} = \frac{1020 \cdot 9,81}{4} = 2112,9.$$

7. Определяем расчетную максимальную нагрузку на один виброизолятор по формуле (104):

$$P_{\max \text{ расч}} = 2112,9 + 1,5 \frac{4 \cdot 3,14^2 \cdot 10^2 \cdot 0,145 \cdot 10^{-3}}{10 \cdot 9,81} \cdot 2112,9 = 2133,4 \text{ Н.}$$

8. Определяем требуемую суммарную жесткость виброизоляторов в вертикальном направлении $K_{тр}$ по формуле (101):

$$K_{тр} = 4 \cdot 3,14^2 \cdot 2,8^2 \cdot 862 = 266527,68 \text{ Н/м}$$

и требуемую жесткость одного виброизолятора $k_{тр}$ в вертикальном направлении по формуле (102):

$$k_{тр} = \frac{266527,68}{4} = 66631,96 \cong 66632 \text{ Н/м.}$$

9. По нагрузке $P_{\max \text{ расч}}$ и $k_{\text{тр}}$, пользуясь табл. прил. 6, выбираем виброизолятор типа ДО44. Для него $P_{\max \text{ расч}} = 2380 \text{ Н}$, $k_{\text{тр}} = 35700 \text{ Н/м}$.

10. Проверяем, удовлетворяет ли выбранный тип виброизолятора неравенствам (8):

$$\begin{aligned} 2380 &> 2133,4 \text{ Н;} \\ 35700 &< 66632 \text{ Н/м.} \end{aligned}$$

Необходимые условия выполнены.

11. Определяем собственную частоту колебаний виброизолированного агрегата в вертикальном направлении по формуле (106):

$$f_0 = \frac{1}{2 \cdot 3,14} \sqrt{\frac{35700 \cdot 9,81}{2380}} = 1,9 \text{ Гц.}$$

12. Определяем величину эффективности акустической виброизоляции ΔL по формуле (99):

$$\Delta L = 20 \lg \left| \frac{10^2}{1,9^2} - 1 \right| = 28,53 \text{ дБ,}$$
$$28,53 > 24.$$

Подобранная виброизоляция обеспечивает требуемую эффективность.

Задание 2

Рассчитать акустическую виброизоляцию вентилятора АИР 112 М2, установленного в подвальном этаже административного здания категории Б (по МГСН 2.04-97) [15].

Исходные данные:

Частота вращения вентилятора - $N_{\text{в}} = 3000 \text{ об/мин}$ ($f_{\text{в}} = 50 \text{ Гц}$).

Масса агрегата - $M_{\text{а}} = 89,8 \text{ кг}$.

Общая масса вращающихся частей - $M_{\text{вр,ч}} = 19 \text{ кг}$.

Агрегат динамически отбалансирован.

Решение:

1. В соответствии с п. 3.5.2 п/п.1 принимаем эксцентриситет вращающихся частей агрегата $\varepsilon = 0,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$. Исходя из частоты вращения вентилятора (3000 об/мин) определяем по табл. 20 максимально допустимую амплитуду смещения центра масс агрегата

$$A_{\text{доп}} = 0,04 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

2. По таблице 19 определяем требуемую эффективность акустической виброизоляции $\Delta L_{\text{тр}} = 26 \text{ дБ}$.

3. По графику на рис. 20 находим допустимую частоту собственных колебаний в вертикальном направлении виброизолируемого агрегата при размещении его на подвальном этаже (кривая "а" на рис. 20):

$$f_{0\text{доп}} = 11,5 \text{ Гц.}$$

4. По формуле (100) определяем общую требуемую массу виброизолируемого агрегата.

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

5. Так как масса агрегата M_a (89,8 кг) меньше требуемой массы $M_{\text{тр}}$ (238 кг), применяем пригрузочную массу, рассчитанную по формуле (102)

$$M_{\text{п}} = M_{\text{тр}} - M_a,$$

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

и для дальнейшего расчета в качестве $M_{\text{тр}}$ принимаем массу агрегата 238 кг. В качестве пригрузочной массы используем железобетонную плиту толщиной 120 мм с площадью поперечного сечения $S = 1,18 \text{ м}^2$ (плотность бетона 2300 кг/м^3).

6. В соответствии с п. 3.5.3 п/п1 выбираем резиновые виброизоляторы. Для изготовления виброизолятора выбираем резину на основе натурального каучука со следующими характеристиками:

твердость	58 единиц по Шору А
динамический модуль упругости E_d (по графику на рис. 21)	$3,8 \cdot 10^6 \text{ Па}$
Допустимое статическое напряжение σ	$0,3 \cdot 10^6 \text{ Па}$

По формуле (108) рассчитываем суммарную площадь поперечного сечения всех резиновых виброизоляторов

$$S = \frac{238 \cdot 9,81}{0,3 \cdot 10^6} = 0,0078 \text{ м}^2,$$

и площадь одного виброизолятора по формуле 109, принимая общее количество виброизоляторов =4

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

Рассчитаем параметры виброизолятора в виде параллелепипеда квадратного сечения. Размер сторон квадрата рассчитываем по формуле 111

$$\delta = \sqrt{0,002} = 0,044 \text{ м.}$$

7. Определяем требуемую суммарную жесткость виброизоляторов в вертикальном направлении $K_{\text{тр}}$ по формуле (101):

$$K_{\text{тр}} = 4 \cdot 3,14^2 \cdot 11,5^2 \cdot 238 = 1241343,4 \text{ Н/м.}$$

8. Рассчитываем рабочую высоту H_p виброизолятора по формуле (112)

$$H_p = \frac{3,8 \cdot 10^6 \cdot 0,0078}{1241343,4} = 0,0238 \text{ м.}$$

9. Проверяем рассчитанные виброизоляторы на устойчивость

$$1,5 \cdot 0,0238 \leq 0,044 \leq 8 \cdot 0,0238.$$

10. Определяем полную высоту виброизолятора H , м:

$$0,0358 \leq 0,044 \leq 0,19.$$

Необходимые условия выполнены. Устойчивость виброизоляторов обеспечена.

11. Определяем суммарную жесткость всех резиновых виброизоляторов в вертикальном направлении $K_{тр}$, Н/м, по формуле (117)

$$K_{тр} = \frac{3,8 \cdot 10^6 \cdot 0,0078}{0,044} = 673636 \text{ Н/м.}$$

12. Определяем собственную частоту колебаний виброизолированного агрегата в вертикальном направлении по формуле (118):

$$f_0 = \frac{1}{2 \cdot 3,14} \sqrt{\frac{673636}{238}} = 8,47.$$

13. Определяем величину эффективности акустической виброизоляции ΔL по формуле (99):

$$\Delta L = 20 \lg \left| \frac{50^2}{8,48^2} - 1 \right| = 30,53 \text{ дБ,}$$

$30,53 > 26.$

4.3. Определение снижения шума при применении звукопоглощающей облицовки

Определение снижения шума в помещении с несколькими источниками шума.

Задание: определить снижение шума в помещении, где расположено два источника шума с заданными шумовыми характеристиками. Размеры помещения: длина – 10 м, ширина - 8 м; высота - 4 м. Расположение источников шума представлено на рис. 23

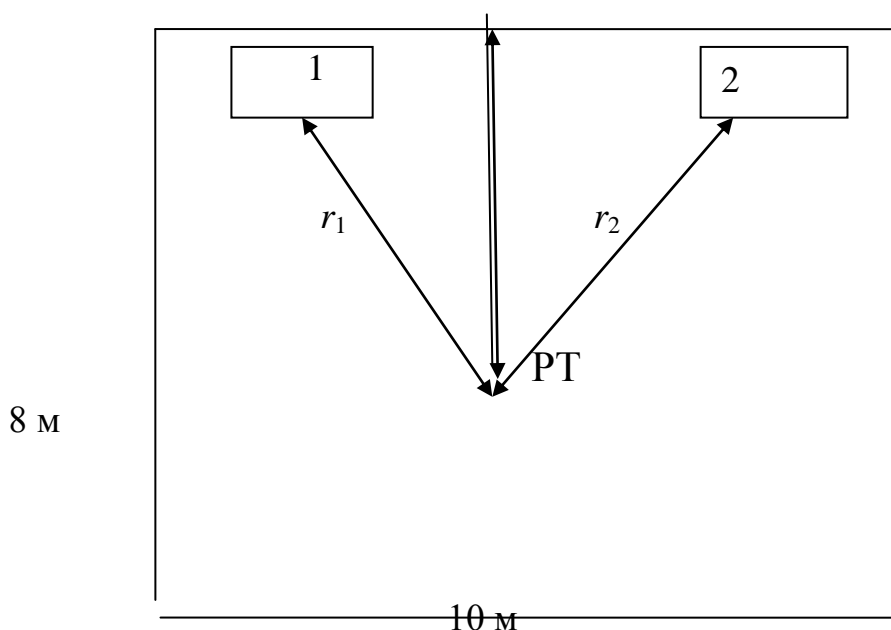


Рис. 23. Схема помещения с расположением оборудования

l – Автомат для электросварки А547-У, $d = 2$ м (l_{\max}), r_1 – расстояние от РТ до источника шума 1; 2 – Станок круглошлифовальный 3А110В, $d = 2$ м (l_{\max}), r_2 – расстояние от РТ до источника шума 2; РТ – расчетная точка

1. Определяем октавные уровни шума от нескольких источников по формуле 22:

$$L = 10 \lg \left(\sum_{i=1}^m \frac{\Delta_i \chi_i \Phi_i}{S_i} + \frac{4}{B} \sum_{i=1}^n \Delta_i \right),$$

где $\Delta_i = 10^{0,1L_{Pi}}$; m – количество источников шума, ближайших к расчётной точке, т. е. источников, находящихся на расстоянии $r_i \leq 4r_{l_{\min}}$, где r_{\min} – расстояние от расчетной точки до акустического центра ближайшего к ней источника шума, м; n – общее число источников шума; L_{Pi} – уровень звуковой мощности, создаваемой i -м источником шума.

2. Определяем коэффициент χ в зависимости от величины отношения r/l_{\max} по графику рис 7: $\chi = 1$.

3. Определяем $\Phi_i = 1$. – фактор направленности источника шума.

4. Определяем B – постоянную производственного помещения, m^2 , по формуле 15;

5. Определяем Δ_i .

6. Определяем L .

7. Требуемое снижение уровня звукового давления в расчётной точке от одного источника шума определяется как разность между ожидаемым уровнем звукового давления в расчётной точке и допускаемым уровнем $L_{\text{доп}}$: $\Delta L_{\text{ТР}} = L - L_{\text{доп}}$ (формула 30).

8. Фактическое снижение уровня звукового давления в расчетной точке при применении звукопоглощающей облицовки помещения найдем по формуле 60:

$$\Delta L = 10 \cdot \lg \frac{A_2}{A_1},$$

где A_1 и A_2 – суммарное звукопоглощение до и после применения звукопоглощающей облицовки соответственно, рассчитываемое следующим образом:

$$A_1 = S_{\text{пом}} \cdot \alpha_{1i}$$

$$A_2 = S_{\text{обл}} \cdot \alpha_{2i} + (S_{\text{пом}} - S_{\text{обл}}) \cdot \alpha_{1i},$$

где $S_{\text{пом}} = 2 \cdot \overbrace{2 \cdot 10} + 2 \cdot \overbrace{2 \cdot 4} + 2 \cdot \overbrace{2 \cdot 4} = 304 \text{ м}^2$ – суммарная площадь ограждающих поверхностей помещения;

$S_{\text{обл}} = 2 \cdot \overbrace{2 \cdot 4} + 2 \cdot \overbrace{2 \cdot 4} + \overbrace{2 \cdot 10}$ – суммарная площадь ограждающих поверхностей помещения, облицованной звукопоглощающим материалом.

α_{1i} - реверберационный коэффициент звукопоглощения необлицованной ограждающей поверхности помещения (материал - бетон) в октавных полосах частот.

α_{2i} - реверберационный коэффициент звукопоглощения выбранной облицовки в октавных полосах частот.

9. Фактическое значение уровня звукового давления после облицовки вентиляционной кабины найдем по формуле:

$$L_{\Phi} = L - \Delta L$$

и сравним полученное значение со значением допустимого уровня звукового давления.

В качестве звукопоглощающей облицовки выбираем плиты *типа акмигран, акмигранит, минераловатные, размер 300x300 мм (ГОСТ 17918-72)*.

10. Результаты расчетов сведем в табл. 28.

Таблица 28

Результаты расчета снижения шума при применении звукопоглощающей облицовки

	Среднегеометрические октавные частоты							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Автомат для электро-сварки А547-У	78	80	80	81	80	79	79	75
Станки круглошлифовальные 3А110В	71	81	88	91	90	83	82	78
μ	0,65	0,62	0,64	0,75	1	1,5	2,4	4,2
B	10,4	9,92	10,24	12	16	24	38,4	67,2
L	77,5	83,5	87,05	88,5	86,3	80,5	78,0	71,5
$L_{\text{доп}}$	94	87	82	78	75	73	71	70
$\Delta L_{\text{треб}}$	-16,5	-3,5	5,05	10,5	13,3	7,5	7,0	1,5
α_1	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03	0,04	0,05
α_2	0,01	0,2	0,71	0,88	0,81	0,71	0,79	0,65
A_1	3,04	3,04	3,04	6,08	6,08	9,12	12,16	15,2
A_2	3,04	45,6	159,84	198,72	183,04	161,44	180,16	149,6
ΔL	0	11,8	17,2	15,14	14,8	12,48	11,7	9,9
L_{Φ}	77,5	71,7	69,9	73,4	71,5	68,09	66,3	61,4

Применение в помещении звукопоглощающей облицовки в виде плиты типа акмигран, размер 300x300 мм (ГОСТ 17918-72) [19] обеспечивает необходимое снижение уровня звукового давления на всех среднегеометрических частотах.

Определение снижения шума при установке звукопоглощающей облицовки в помещении испытательного бокса.

Определить снижение шума при установке звукопоглощающей облицовки в помещении испытательного бокса высотой 5 м, шириной 6 м и длиной 8 м. Суммарная площадь внутренних ограничивающих поверхностей $S=236 \text{ м}^2$. При работе испытуемого двигателя максимум измеренных уровней звукового давления находится в диапазоне частот 250- 4000 Гц.

Снижение УЗД за счет установки звукопоглощающей облицовки определяется по формуле (66)

$$\Delta L = 10 \cdot \lg \frac{B_2}{B_1}, \text{ дБ},$$

где B_1 и B_2 - постоянные помещения до и после установки облицовки, м^2 .

Постоянная помещения до установки облицовки находится по формуле 15.

Постоянная помещения после установления облицовки находится по формуле 69:

$$B_2 = \frac{A_1 + \Delta A}{1 - \bar{\alpha}_1},$$

где A_1 -эквивалентная площадь звукопоглощения поверхностями, не имеющими звукопоглощающей облицовки, $A_1 = \bar{\alpha} \cdot (S - S_{\text{обл}})$, $\bar{\alpha}$ -средний коэффициент звукопоглощения в помещении до установки облицовки, рассчитываемый по формуле $\bar{\alpha} = \frac{B_1}{B_1 + S}$, где S - суммарная площадь внутренних ограничивающих по-

мещение поверхностей, м^2 ; $\bar{\alpha}_1$ - средний коэффициент звукопоглощения с облицовкой, рассчитывается по формуле 63

$$\bar{\alpha}_1 = \frac{A_1 + \Delta A}{S},$$

где ΔA - добавочное звукопоглощение, вносимое облицовкой, определяется по формуле 71

$$\Delta A = \alpha_{\text{обл}} \cdot S$$

где $\alpha_{\text{обл}}$ - реверберационный коэффициент облицовки, $S_{\text{обл}}$ - площадь облицовки, м^2 .

1. Определяем B_1 ;

2. Рассчитываем средний коэффициент звукопоглощения в помещении до установки облицовки по формуле $\bar{\alpha} = \frac{B_1}{B_1 + S}$. В нашем случае суммарная

площадь ограничивающих помещение поверхностей $S=2 \cdot (5 \cdot 6 + 5 \cdot 8 + 6 \cdot 8) = 236 \text{ м}^2$.

3. В качестве материала для облицовки выбираем материал без перфорированного покрытия, который обеспечивает достаточно большое звукопоглощение на всех октавных частотах. Разрез материала приводится на рис. 24. Краткая характеристика выбранной облицовки - в табл. П.2.2.

4. Рассчитываем эквивалентную площадь звукопоглощения поверхностями, не имеющими облицовки по формуле $A_I = \bar{\alpha} \cdot (S - S_{\text{обл}})$. В нашем случае такой поверхностью является пол, на который не наносят облицовочный материал.

Площадь облицованной поверхности $S_{\text{обл}} = 236 - 6 \cdot 8 = 188 \text{ м}^2$.

5. Рассчитываем добавочное звукопоглощение, вносимое облицовкой по формуле (64):

6. Рассчитываем средний коэффициент звукопоглощения с облицовкой по формуле (63).

7. Рассчитываем постоянную помещения после установления облицовки по формуле (61):

8. Рассчитываем снижение УЗД по формуле (60).

Полученные результаты сводим в табл. 29.

Таблица 29

Результаты расчета снижения шума при применении звукопоглощающей облицовки

$f_{\text{ср}}, \text{ Гц}$	250	500	1000	2000	4000
μ	0,64	0,75	1	1,5	2,4
$B_I, \text{ м}^2$	7,87	9,22	12,3	18,45	29,52
$\bar{\alpha}$	0,032	0,038	0,049	0,072	0,11
$A_I, \text{ м}^2$	1,54	1,825	2,35	3,46	5,28
$\alpha_{\text{обл}}$	0,71	0,88	0,81	0,71	0,79
$\Delta A, \text{ м}^2$	133,5	165,4	152,3	133,5	148,5
$\bar{\alpha}_1$	0,72	0,89	0,67	0,52	0,65
$B_2, \text{ м}^2$	482,3	1520,2	468,6	287,5	440,0
$\Delta L, \text{ дБ}$	17,9	22,2	15,8	11,9	11,7

Выбранная облицовка обеспечивает достаточное снижение уровня звукового давления во всех октавных полосах частот. Наименьшее снижение (12 дБ) достигается на частоте 4000- 8000 Гц, наибольшее (22 дБ) - на частоте 500 Гц.

4.4. Расчет звукоизолирующего кожуха

Определить снижение шума при применении звукоизолирующего кожуха для компрессора марки 2М10-100/2.2.

Эффективность звукоизоляции кожуха определяется графическим методом. Для этого необходимо построить графическую зависимость звукоизолирующей способности кожуха R от частоты f .

Для изготовления кожуха используем сталь толщиной $h = 2 \text{ мм}$.

Эффективность звукоизоляции стали приведена в табл. 30.

Таблица 30

Координаты точек и эффективность звукоизоляции стали

Материалы	Плотность кг/м ³	f_e , Гц	f_c , Гц	R_e , дБ	R_c , дБ
1. Сталь	7800	6000/h	12000/h	40	32

Расчет звукоизоляции стенок кожуха производим в следующей последовательности:

1. Определяем координаты точек В и С по формуле

$$f_e=6000/h; f_c=12000/h$$

$$f_B = 6000/2=3000 \text{ Гц};$$

$$f_C = 12000/2=6000 \text{ Гц}.$$

2. На графике отмечаем полученные частоты и соответствующие им величины звукоизоляции согласно табл. 30.

$$f_B = 3000 \text{ Гц} \quad R = 40 \text{ дБ};$$

$$f_C = 6000 \text{ Гц} \quad R = 32 \text{ дБ}.$$

Соединяем полученные точки прямой.

3. Определяем звукоизоляцию стенок кожуха в октавных полосах частот со среднегеометрическими частотами, Гц:

а) проводим перпендикуляр от частоты 4000 Гц до пересечения с отрезком ВС и определяем звукоизоляцию стенок кожуха на частоте 4000 Гц:

$$R_{4000} = 36 \text{ дБ};$$

б) определяем звукоизолирующую способность кожуха на частоте 2000 Гц (R_{2000}).

Поскольку частота точки В f_B не совпадает со стандартной октавной полосой, определяется доля октавы, наиболее близкой к расчетной:

Для $f_B = 3000$ Гц для расчета принимаем $f_{cr} = 2000$ с разницей $3000-2000=1000$ Гц (1/2 октавы). Т.к. наклон отрезка АВ составляет 4,5 дБ/окт, (материал стенок кожуха - сталь), получаем:

$$40-4,5/2=37,5 \text{ дБ}.$$

в) определяем звукоизолирующую способность кожуха на частоте 8000 Гц (R_{8000}).

По аналогии с предыдущим расчетом $8000-6000=2000$ Гц (1/2 октавы).

Т.к. наклон отрезка CD составляет 7,5 дБ/окт., получим:

$$32+7,5/2=35,5 \text{ дБ}.$$

г) построение графика по остальным октавным полосам частот:

$$R_{1000} = R_{2000}-4,5; R_{1000} = 37,5-4,5=33 \text{ дБ};$$

$$R_{500} = R_{1000}-4,5; R_{500} = 33-4,5=28,5 \text{ дБ};$$

$$R_{250} = R_{500}-4,5; R_{250} = 28,5-4,5=24 \text{ дБ};$$

$$R_{125} = R_{250}-4,5; R_{125} = 24-4,5=19,5 \text{ дБ};$$

$$R_{63} = R_{125}-4,5; R_{63} = 19,5-4,5=15 \text{ дБ};$$

4. Определяем требуемую эффективность звукоизоляции кожухом по формуле 42.

$$\Delta L_{\text{кож.тр.}} = L - L_{\text{доп}} + 5 \quad (42)$$

5. Выбираем облицовку внутренней поверхности кожуха.

Т.к. превышение шума максимальное в низких частотах, толщину материала выбираем 200 мм (табл. П 2.2. - маты из супертонкого базальтового волокна (РСТ УССР 5013-76), оболочка из стеклоткани типа ЭЗ-100 (ГОСТ 19907-83*).

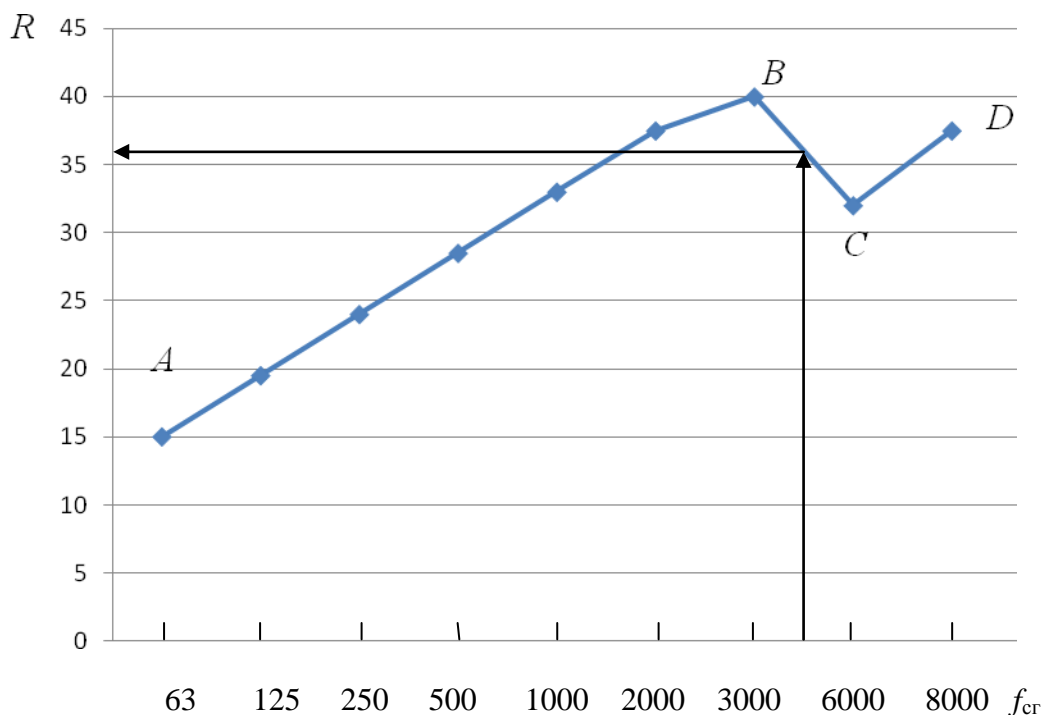


Рис. 25. Определение звукоизолирующей способности кожуха

6. Фактическое снижение шума звукоизолирующим кожухом производится по формуле 44

$$\Delta L_{\text{кож}} = R + 10 \lg \alpha, \quad \text{дБ},$$

где α - коэффициент звукоизоляции облицовки стенок кожуха (табл. П 2.2.).

7. Результаты расчетов сводим в табл. 31.

Таблица 31

Результаты расчета звукоизолирующего кожуха

параметр	Уровень звукового давления L , дБ, в октавных полосах частот со среднегеометрическими частотами, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$L_{\text{ист}}$	101	102	102	101	100	96	91	91
L_N	95	87	82	78	75	73	71	69
R	15	19,5	24	28,5	33	37,5	36	37,5
α	0,28	1,1	1,0	1,0	0,9	0,81	0,97	0,96
$\Delta L_{\text{кож}}$	9,5	19,5	24	28,5	32,5	36,6	35,9	37,4
$\Delta L_{\text{кож. тр}}$	11	20	25	28	29	28	25	27

Вывод. Рассчитанный кожух не удовлетворяет требованиям по защите от шума в октавных полосах частот 63, 125 и 250 Гц, необходимо произвести перерасчет, увеличив толщину стенок кожуха.

Примем $h=3$ мм.

1. Определяем координаты точек В и С.

$$f_B = 6000/3=2000 \text{ Гц};$$

$$f_C = 12000/3=4000 \text{ Гц}.$$

2. На графике отмечаем соответствующие частоты и величины УЗД.

3. По методике, изложенной ранее, графически определяем звукоизоляцию стенок кожуха. (*Примечание:* координаты точек В и С совпали со стандартными октавными полосами частот).

4. Результаты расчетов сводим в табл. 32.

Таблица 32

Результаты расчета звукоизолирующего кожуха

параметр	Уровень звукового давления L , дБ, в октавных полосах частот со среднегеометрическими частотами, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$L_{ист}$	101	102	102	101	100	96	91	91
L_N	95	87	82	78	75	73	71	69
R	17,5	22	26,5	31	35,5	40	32	39,5
α	0,28	1,1	1,0	1,0	0,9	0,81	0,97	0,96
$\Delta L_{кож}$	12	22	26,5	31	35	39,1	31,9	39,4
$\Delta L_{кож+тр}$	11	20	25	28	29	28	25	27

Вывод. Рассчитанный кожух, выполненный из листовой стали толщиной 3 мм, внутренняя поверхность которого облицована матами из супертонкого базальтового волокна (РСТ УССР 5013-76), оболочка из стеклоткани типа ЭЗ-100 (ГОСТ 19907-83*) толщиной 200 мм без воздушной прослойки, обеспечивает защиту от шума компрессора марки 2М10-100/2.2. во всех октавных полосах частот.

5. Список рекомендуемой литературы

1. ГОСТ 12.1.029-80 ССБТ Средства и методы защиты от шума.
2. ГОСТ 12.1.003-88 ССБТ Шум. Общие требования безопасности.
3. СН 2.2.4/2.1.8.562-96 Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки. – М.: Минздрав РФ, 1997.
4. Р. 2.2.2006 – 05 Руководство по гигиенической оценке факторов рабочей среды и трудового процесса. Критерии и классификация условий труда. Утв. Главным государственным санитарным врачом РФ 29 июля 2005г.
5. Борьба с шумом на производстве: справочник / под ред. Е. Я. Юдина. - М.: 1985
6. Средства защиты в машиностроении: Расчет и проектирование: справочник /под. ред. Белов С.В. и др – М., «Машиностроение», 1989.
7. СНиП 23-03-2003 Защита от шума. - М.: Госстрой России, 2004.
8. МГСН 2.04-97 Проектирование звукоизоляции ограждающих конструкций жилых и общественных зданий.
9. ГОСТ 31328-2006 Шум. Руководство по снижению шума глушителями (ИСО 14163:1998).
10. МУК 4.3.2194-07 Контроль уровня шума на территории жилой застройки, в жилых и общественных зданиях и помещениях
11. Рекомендации по измерению и оценке внешнего шума промышленных предприятий. - М.: Стройиздат, 1989.
12. ГОСТ 12.1.012-2004 ССБТ Вибрационная безопасность. Общие требования.
13. СП 23-103-2003 Проектирование звукоизоляции ограждающих конструкций жилых и общественных зданий. - М., 2003. – 34 с.
14. Бобылев, В.Н. Определение снижения уровня шума на рабочих местах. учеб. пособие / В.Н. Бобылев, В.А. Моисеев, Д.В. Минич, Д.Л. Щеголев. Нижегород. гос. архит.-строит. ун-т; - Н.Новгород: НГСАУ, 2008.
15. ГОСТ 27436 – 87 . Внешний шум автотранспортных средств.
16. Осипов, Г.Л. Защита от шума в градостроительстве, Г.Л. Осипов, [и др.]. – М.: Стройиздат, 1993. - 96 с.
17. СанПиН 2.2.1/2.1.1.1200-03 Санитарно-защитные зоны и санитарная классификация предприятий, сооружений и иных объектов: Санитарно-эпидемиологические правила и нормативы. - М.: Минздрав России, 2003.
18. ГОСТ 5976-90. Вентиляторы радиальные общего назначения. Общие технические условия.
19. ГОСТ 4.209-79. Материалы и изделия звукопоглощающие и звукоизоляционные.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Шумовые характеристики компрессорного оборудования, металлорежущего оборудования, станков сверлильно-расточной группы, вентиляторов, станков шлифовальной группы, молотов, деревообрабатывающего оборудования, оборудования для кондиционирования воздуха и вентиляции, электросварочного оборудования.

Таблица П1.1

Шумовые характеристики оборудования

Оборудование	Марка, модель	Габариты, мм			Уровни звуковой мощности, дБ на среднегеометрических частотах октавных полос, Гц							
		длина	ширина	высота	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
<i>1. Металлорежущее оборудование</i>												
Станки токарной группы												
Автоматы одно-шпиндельные горизонтальные прутковые	1Б118	-	-	-	87	88	95	94	91	86	79	-
	1Б112	-	-	-	82	83	84	85	81	76	74	-
	1А12П	-	-	-	82	84	80	79	79	78	80	-
	1Б10А	1250	810	1430	90	95	100	102	104	101	94	89
	1Б10В	1250	810	1430	90	95	100	102	104	101	94	89
	1М06А	1250	810	1450	90	95	100	102	104	101	94	89
	1М06В	1250	810	1450	90	95	100	102	104	101	94	89
	1М10В	1460	870	1450	90	95	100	102	104	101	94	89
	1М10А	1460	870	1450	90	95	100	102	104	101	94	89
	1А12В	1465	870	1365	90	95	100	102	104	101	94	89
	1П16А	-	-	-	90	95	100	102	104	101	94	89
	11Т168	1900	945	1520	90	95	100	102	104	101	94	89
	11Т16А	1900	945	1520	90	95	100	102	104	101	94	89
	П116	-	-	-	90	95	100	102	104	101	94	89
1Д25В	2680	1070	1630	107	101	97	93	91	89	87	86	

Продолжение табл. П1.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Станки токарно-центровые (токарно-винторезные с наибольшим диаметром обработки до 200 мм)	16Т01П	580	410	310	70	77	76	80	78	78	80	75
	16Т01А	580	410	310	70	77	76	80	78	78	80	75
	Т-28	-	-	-	73	74	78	80	77	77	77	70
	16Т02-А	695	520	300	70	77	76	80	78	78	80	75
	16Т02П	695	520	300	70	77	76	80	78	78	80	75
	16Т03А	1210	725	1190	70	77	76	80	78	78	80	75
	16Р04П	1310	650	1208	70	77	76	80	78	78	80	75
	1К62Т	-	-	-	-	50	68	72	73	63	61	56
	16Т04А	1382	686	1310	70	77	76	80	78	78	80	75
	16У03П	1380	730	1215	70	77	76	80	78	78	80	75
	16У04П	1380	730	1215	70	77	76	80	78	78	80	75
	16Б04П	1310	690	1360	70	77	76	80	78	78	80	75
	16Е04В	1440	790	1400	70	77	76	80	78	78	80	75
16М04В	1805	935	1605	74	84	88	89	87	82	78	76	
Токарно-винторезный	16К20	-	-	-	107	101	97	93	91	89	87	86
Станки сверлильно-расточной группы												
Станки вертикально-сверлильные настольные (диаметр сверления до 12 мм)	2Н106Н	560	405	626	100	93	87	84	81	79	77	75
	2Н108П-4	-	-	-	100	93	87	84	81	79	77	75
	2М103П	200	370	535	100	93	87	84	81	79	77	75
	2К112	1285	580	570	83	83	85	88	88	81	76	66
	2Н106П3	1120	645	670	100	93	87	84	81	79	77	75
	2М112	355	730	820	70	69	71	78	78	75	74	64
	2Г106П-2	695	580	570	70	69	71	78	78	75	74	64
	2Г106П-3	960	580	570	70	69	71	78	78	75	74	64
	2Г106П-4	1285	580	570	76	81	84	87	87	87	79	78
ОС-401А	640	1370	2715	76	81	84	87	87	87	79	78	

Продолжение табл. П1.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
	ОС-402А	1500	970	2775	84	86	87	89	92	91	89	82
	2Н118	-	-	-	103	96	91	88	85	83	81	80
	6Н83	-	-	-	71	74	82	83	82	81	87	65
	Шкода	-	-	-	76	85	84	82	78	75	71	70
Пневмодрель	64-54-002	-	-	-	74	78	78	92	90	98	98	100
Станки шлифовальной группы												
Станки круглошлифовальные	3У10В	1250	1450	1690	81	82	85	86	87	82	81	79
	3А110В	1880	2025	1750	71	81	88	91	90	83	82	78
	3М151Ф2	-	-	-	112	106	102	99	97	95	93	92
	3М131	5620	2850	2170	68	75	87	95	94	89	81	79
	3М132	5620	2850	2170	68	75	87	95	94	89	81	79
	3У131В	5620	2585	1982	68	75	87	95	94	89	81	79
	3У144	6920	2585		112	106	102	99	97	95	93	92
	3Б634	-	-	-	80	87	88	87	85	89	91	93
Шлифовальные машины	-	-	-	-	110	103	97	94	91	92	102	100
Термопласт-автоматы	ДЗ 126-68	3550	870	1750	52	60	70	73	73	72	69	65
	ДЗ130-125П	4500	950	2000	56	66	76	78	80	76	70	68
	ДЗ132-250	5530	1100	1975	57	66	74	78	80	75	70	68
	ДЗ134-500	6140	1480	2220	78	85	87	90	88	85	81	78
	ДЗ136-1000	7900	1650	2610	76	78	80	83	87	88	86	81
	ДЗ0243, ДЗ249	-	-	-	74	83	89	88	87	79	69	59
	ДЗ138-2000	9800	2300	3175	74	83	89	88	87	79	69	59
ДЗ140-4000	11170	2600	2515	74	83	89	88	87	79	69	59	

Продолжение табл. П1.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
То же, импортные	Д3246, Д3142-8000	-	-	-	74	83	89	88	87	79	69	59
	Д3140-5300	11170	2600	2515	74	83	89	88	87	79	69	59
	KUASI 630/2000, KUASI 1000/4000	-	-	-	74	83	89	88	87	79	69	59
Прессы гидравличе- ские специальные	П2541	8200	7300	5150	90	88	86	84	83	80	75	69
	КП328	-	-	-	90	88	86	84	83	80	75	69
	П272А	14800	10000	7100	90	88	86	84	83	80	75	69
Пресс пневматический	ОМ 10-37, Г- 833-002	-	-	-	91	93	92	92	86	85	82	75
Автомат холодно- высадочный	АК-10-72, Г- 830-016 АВК-2	-	-	-	99	102	106	109	109	107	106	101
Автомат высадки	ОБ-15-10, РУ- 65-35 МВК-01	-	-	-	92	95	96	97	98	96	91	86
Пресс-автомат	ПА-350-25, 10ГЖ, СН-738	-	-	-	96	102	106	110	110	108	105	102
Пресс-автомат	РД-3002, АБ- 10Т, РГ-409м, НО-546	-	-	-	102	106	110	110	108	105	102	115
Пресс-автомат	АМ-246, АБ-31	-	-	-	88	90	90	89	87	86	84	96
Молоты												
Молоты ковочные пневматические од- ностоечные	ПМ-50 М4127 МА4127	-	-	-	103	105	106	104	101	95	92	90
	МБ4127	1575	710	1575	103	105	106	104	101	95	92	90

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
	М410, М411, МА411, МБ 411, М4129	-	-	-	103	105	106	104	101	95	92	90
	МА4129	790	1560	1900	103	105	106	104	101	95	92	90
Молоты штамповочные паровоздушные двойного действия (для горячей объемной штамповки)	М210, М 211	-	-	-	113	115	119	120	118	116	112	111
	М2140	3000	1380	4920	113	115	119	120	118	116	112	111
	М212, М2143	-	-	-	113	115	119	120	118	116	112	111
	МА2147	4500	2450	7920								
	М2152	4500	2450	7920	113	115	119	120	118	116	112	111
Молоты штамповочные бесшаботные высокоскоростные, специальные	М7344, МА7344, М7348	-	-	-	113	115	119	120	118	116	112	111
	М7352Б	6100	3550	3400	113	115	119	120	118	116	112	111
	М7352В	-	-	-	113	115	119	120	118	116	112	111
Клепальный молоток	-	-	-	110	124	122	121	115	110	110	110	
Ножницы	-	-	-	110	103	97	103	106	108	108	107	
2. Деревообрабатывающее оборудование												
Станки для продольной распиловки	ЦДТ-6-3	-	-	-	82	81	87	90	92	95	97	96
	ЦДТ-7	-	-	-	82	81	87	90	92	95	97	96
Станки для продольной распиловки бревен и брусев	ЦДТ-6М ЦДТ-5-2	-	-	-	82	81	87	90	92	95	97	96
	ЦР-4	-	-	-	82	81	87	90	92	95	97	96
	ЦДТ6-4	-	-	-	82	81	87	90	92	95	97	96
	ЦДТ5-3	-	-	-	82	81	87	90	92	95	97	96

Продолжение табл. П1.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Станок для поперечной распиловки брусьев	ЦМ 7	-	-	-	82	81	87	90	92	95	97	96
Пневмогайковерт	И-3103	-	-	-	69	70	78	94	97	92	96	96
Гайковерт	ЭК-2	-	-	-	92	91	90	86	83	91	93	82
Пилы дисковые, рубанки	-	-	-	-	110	103	97	103	105	105	107	107
Электродрель	С-437-А	-	-	-	64	69	70	71	76	88	89	90
3. Оборудование для кондиционирования воздуха и вентиляции												
Вентиляторы центробежные из алюминиевого сплава	Ц4-70-2,5	490	453	515	57	63	68	67	66	61	54	42
	Ц4-70-3	605	573	637	65	69	76	75	73	70	62	50
	Ц4-70-4	785	717	780	64	68	75	74	73	68	61	49
	Ц4-70-5	838	894	927	72	76	83	82	81	76	69	57
	Ц4-70-6,3	1098	1120	1192	78	84	90	90	88	82	76	64
Вентиляторы центробежные из углеродистой стали	Ц10-28-3,2	510	510	500	88	89	94	96	98	95	91	88
	Ц10-28-4	690	620	620	96	98	108	105	106	104	100	97
	Ц10-28-5	990	775	780	104	106	110	112	114	113	108	105
	Ц14-46-5	950	915	930	94	98	92	98	85	81	75	70
4. Электросварочное оборудование												
Установки для ручной сварки в аргоне	УДГ-301	700	1100	900	99	92	86	83	80	78	76	74
	УДГ-501	700	1100	900	99	92	86	83	80	78	76	74
Установка для дуговой сварки	УДГ-301-УЧ	700	1100	900	90	95	96	97	89	87	85	81
Полуавтомат сварочный	А-123-ОМ	-	-	-	85	86	86	87	87	86	85	86
Полуавтоматы для дуговой сварки	ПШ-5-1	-	-	-	68	71	70	79	76	82	84	82
	А-825М	-	-	-	65	63	68	70	73	78	80	81

Продолжение табл. П1.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Автомат для электросварки	A547-У	-	-	-	78	80	80	81	80	79	79	75
5. Насосы и насосные агрегаты												
Насосы центробежные горизонтальные с колесом двухстороннего входа	Д2000-21	2782	1445	1435	95	96	97	96	98	95	92	90
	Д2000-100	3795	1600	1735	103	99	97	100	99	96	92	91
	Д2500-62	3555	2080	1785	100	101	99	96	99	96	93	90
	ЦН400-210	-	-	-	99	101	104	103	104	99	92	85
	ЦН400-105	-	-	-	90	95	98	98	98	96	88	80
	СЭ800-100	3625	1180	1860	95	99	102	101	103	101	96	88
	СЭ1250-70	2040	1235	1330	98	96	100	101	102	100	94	86
	СЭ1250-140	4030	1520	2250	109	106	108	107	111	106	101	95
Д200-60	-	-	-	92	93	94	95	92	96	92	88	
Агрегаты насосные для жидкого смазочного материала	ШФ2-25-0,8/14	620	317	266	80	90	93	91	85	86	82	80
	ШФ2-25-0,8/14-3	660	272	289	80	90	93	91	85	86	82	80
	ШФ2-25-1,4/4	625	240	257	80	90	93	91	85	86	82	80
	ШФ2-25-1,4/6	600	240	257	86	90	85	81	78	76	75	74
	ШФ2-25-1,4/14	610	317	266	80	90	93	91	85	86	82	80
	ШФ2-25-1,4/4-3	790	397	355	80	90	93	91	85	86	82	80
	ШФ2-25-1,4/14-5	630	272	289	80	90	93	91	85	86	82	80

Окончание табл. П1.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
6. Компрессорное оборудование												
Компрессоры поршневые стационарные	2ВМ10-50/8	4755	6350	4080	103	106	102	101	109	96	91	91
	4ВМ10-10/8	5830	6000	4110	107	113	110	104	102	101	94	89
	2М10-100/2,2	5000	4700	4030	101	102	102	101	100	96	91	91
	4М10-200/2,2	5000	6000	3945	107	113	110	104	102	101	94	89
	4М10-40/70	9700	8000	3995	107	113	110	104	102	101	94	89
Турбокомпрессоры	К200-61	-	-	-	119	117	120	124	124	130	133	180
	К345-91	-	-	-	127	130	129	132	140	141	140	138
Компрессор специальный	57-108-8	-	-	-	124	112	101	98	99	96	91	85
Турбовоздуходувка	ТВ-80-1,4	-	-	-	97	101	101	98	103	98	94	91

Таблица П1.2

Шумовые характеристики вентиляторов

№ п/п	Источники шума	Уровни звуковой мощности, дБ								L _A , дБА
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	Центробежный вентилятор ВЦ 5	72	76	83	82	81	76	69	57	-
2	Вентилятор ВЦ 3	65	69	76	75	73	70	62	50	-
3	Вентилятор В-Ц4-70-16 (350 об/мин)	85	90	97	96	95	90	83	71	99
4	Вентилятор В-Ц4-70-16 (370 об/мин)	86	90	97	96	95	90	83	71	100

Продолжение табл. П 1.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
5	Вентилятор В-Ц4-70-16 (420 об/мин)	91	95	102	101	100	95	88	76	101
6	Вентилятор В-Ц4-70-16 (450 об/мин)	92	96	103	102	101	96	89	77	102
7	Вентилятор В-Ц4-70-16 (500 об/мин)	95	99	106	105	104	99	92	80	103
8	Вентилятор В-Ц4-70-16 (550 об/мин)	97	101	108	107	106	101	94	82	104
9	Вентилятор В-Ц4-70-16 (600 об/мин)	100	104	111	110	109	104	97	85	106
10	Вентилятор В-Ц4-70-16 (670 об/мин)	102	105	113	112	111	105	99	87	109
11	Вентилятор ВЦ 5	72	76	83	82	81	76	69	57	-
12	Вентилятор ВЦ 3,5	65	69	76	79	73	70	62	50	-
13	Осевой вентилятор ВО-4	87	85	76	79	71	54	54	52	91
14	Осевой вентилятор ВО-14- 320-4 (1320 об/мин)	87	85	76	79	71	81	92	89	111
15	Осевой вентилятор ВО-14- 320-5 (1320 об/мин)	89	86	78	79	76	70	54	52	87
16	Осевой вентилятор ВО-14- 320-6,3(920 об/мин)	81	77	73	73	74	66	57	59	80
17	Радиальный пылевой вен- тилятор ВРП-01-3,15	64	67	75	68	66	64	56	47	77
18	Радиальный вентилятор ВР-80-75-5 (920 об/мин)	70	73	81	74	72	70	62	63	80
19	Радиальный вентилятор ВР-80-75-5 (1420 об/мин)	81	84	92	85	83	81	73	64	90
20	Радиальный вентилятор ВР-80-75-3,15(1400 об/мин)	64	67	75	68	66	64	56	47	73

Окончание табл. П 1.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
21	Радиальный вентилятор ВР-80-75-3,15(2850 об/мин)	82	85	93	86	84	82	74	65	91
22	Радиальный вентилятор В- Ц14-46-5(970 об/мин)	87	88	92	94	90	86	81	73	94
23	Радиальный вентилятор В- Ц14-46-5(1460 об/мин)	97	98	102	104	100	96	91	83	104
24	Радиальный вентилятор ВР86-77 №5	-	84	92	85	83	81	73	64	89
25	Радиальный вентилятор ВР-300-45-2,5 (1350 об/мин)	-	74	78	80	76	72	67	59	80
26	Радиальный вентилятор ВР-300-45-2,5 (2880 об/мин)	-	93	97	99	95	91	86	78	99

Приложение 2

Коэффициенты звукопоглощения поверхностей ограждающих конструкций производственных помещений и обычных материалов и конструкций, звукопоглощающие материалы и конструкции, штучные звукопоглотители, звукоизоляция ограждающих конструкций зданий, звукоизолирующая способность двойных стен и перегородок, звукоизолирующая способность дверей и окон

Таблица П 2.1

Коэффициенты звукопоглощения поверхностей ограждающих конструкций производственных помещений и обычных материалов и конструкций

Поверхности помещений	Коэффициенты звукопоглощения α в октавных полосах со среднегеометрическими час-							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1	2	3	4	5	6	7	8	9
<u>Стены. Перекрытия. Пол помещений типа 1</u> – с небольшим количеством оборудования на единицу площади: машинные залы, генераторные, испытательные стенды, вентиляционные камеры, цехи производства ЖБК и т.п. Все ограждающие поверхности в помещениях предприятий пищевой промышленности, облицованные моющейся плиткой	0,08	0,08	0,08	0,09	0,10	0,10	0,10	0,10
Пол помещений типа 2 – с большим количеством оборудования или жесткой мебели на единицу площади: механические и металлообрабатывающие цехи, локомотивные и вагоноремонтные депо, цехи предприятий черной и цветной металлургии, агрегатной сборки в авиационной и судостроительной промышленности, посты управления, лаборатории, конструкторские бюро, рабочие помещения, кабинеты, классные помещения в школах, аудитории учебных заведений, читальные залы, торговые залы магазинов .	0,15	0,2	0,25	0,25	0,3	0,3	0,35	0,35

Продолжение табл. П 2.1

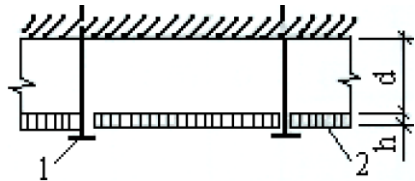
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Пол помещения типа 3 – с большим количеством оборудования и мягких материалов: цехи деревообрабатывающей, текстильной, швейной промышленности, лечебно-профилактические и жилые помещения и т.п.	0,2	0,25	0,3	0,3	0,4	0,4	0,45	0,45
Обычные материалы и конструкции								
Стены оштукатуренные, окрашенные клеевой краской	0,01	0,02	0,02	0,02	0,03	0,04	0,04	0,04
То же, окрашенные масляной краской	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02
Штукатурка по металлической сетке с воздушной полостью позади	0,02	0,04	0,05	0,06	0,08	0,04	0,06	0,06
Бетон с железнением поверхности	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,02
Мрамор, гранит и другие каменные породы шлифованные	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,015	0,015	0,02
Панель деревянная толщиной 5-10мм с воздушной прослойкой 50-150 мм	0,15	0,3	0,15	0,06	0,05	0,04	0,04	0,04
Плиты древесностружечные неокрашенные толщиной 20 мм (ГОСТ 10632-77) с воздушной прослойкой 50-150 мм	0,05	0,1	0,08	0,05	0,05	0,08	0,1	0,1
Плиты твердые древесноволокнистые толщиной 4 мм, объемным весом 1000 кг/м ³ , с воздушной прослойкой 50-150 мм	0,15	0,3	0,16	0,08	0,05	0,04	0,08	0,08
Штукатурка гипсовая сухая толщиной 10 мм (ГОСТ 6266-67) с воздушной прослойкой 50-150 мм	0,15	0,3	0,25	0,1	0,08	0,05	0,04	0,04
Переплеты оконные застекленные	0,15	0,3	0,2	0,15	0,1	0,06	0,04	0,04
Пол паркетный	0,02	0,04	0,04	0,07	0,06	0,06	0,07	0,07
Пол дощатый на лагах	0,05	0,1	0,1	0,1	0,08	0,08	0,09	0,09
Линолеум толщиной 5 мм по твердому основанию 0,01	0,01	0,02	0,02	0,03	0,03	0,04	0,04	0,04

Окончание табл. П 2.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Ковер шерстяной толщиной 9 мм по бетону	0,05	0,09	0,08	0,21	0,26	0,27	0,37	0,4
То же на войлочной подкладке толщиной 3 мм	0,05	0,11	0,14	0,37	0,43	0,27	0,3	0,3

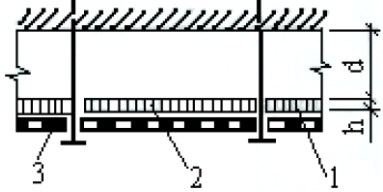
Таблица П 2.2

Звукопоглощающие материалы и конструкции

Изделия или конструкции, ГОСТ или ТУ	Средняя плотность звукопоглощающего материала $\rho_{ср}$, кг/м ³	Толщина слоя звукопоглощающего материала h , мм	Воздушный промежуток, d , мм	Реввербационный коэффициент звукопоглощения $\alpha_{обл}$ в октавных полосах со среднегеометрической частотой, Гц							
				63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Звукопоглощающие облицовки без перфорированного покрытия											
											
1 – элемент крепления; 2 – звукопоглощающий материал											
Плиты марки ПА/О, минераловатные акустические с несквозной перфорацией по квадрату 13%, диаметром 4 мм, размер 500/500 мм (ТУ 21-24-60-74), комбинат «Красный строитель»	150	20	0	(0,02)	0,03	0,17	0,68	0,98	0,86	0,45	0,2

Продолжение табл. П 2.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
То же	150	20	50	(0,02)	0,05	0,42	0,98	0,90	0,79	0,45	0,19
Плитки марки ПА/С, минераловатные, акустические, отделка «набрызгом», размер 500/500 мм (ТУ 21-24-60-74), комбинат «Красный строитель»	150	20	0	(0,02)	0,05	0,21	0,66	0,91	0,95	0,89	0,70
То же	150	20	50	(0,02)	0,12	0,36	0,88	0,94	0,84	0,80	0,65
Плиты типа акмигран, акминит, минераловатные. размер 300/300 мм (ГОСТ 17.918-72)	400	20	0	(0,02)	0,11	0,30	0,85	0,9	0,78	0,72	0,59
Плиты типа акмигран, акминит, минераловатные. размер 300/300 мм (ГОСТ 17.918-72)	400	20	50	(0,01)	0,2	0,71	0,88	0,81	0,71	0,79	0,65
То же	400	20	200	(0,3)	0,48	0,71	0,70	0,79	0,77	0,62	0,59
Плиты АГП, гипсовые, размер 810/810 мм, с заполнением из минеральной ваты, перфорация по квадрату 13%, диаметр 4 мм, ОСТ 21-26-76	80	20	0	(0,03)	0,09	0,26	0,54	0,94	0,67	0,40	0,30
То же	80	20	50	(0,03)	0,09	0,49	0,91	0,88	0,69	0,34	0,29
Маты из супертонкого стекловолокна (ту 21-01-224-69), оболочка из стеклоткани типа ЭЗ-100 (ГОСТ 19907-83*)	15	50	0	(0,1)	0,4	0,85	0,98	1,0	0,93	0,97	1,0
Маты из супертонкого базальтового волокна (РСТ УССР 5013-76), оболочка из декоративной стеклоткани типа ТСД (ТУ 6-11-54-74)	20	50	0	(0,1)	0,2	0,9	1,0	1,0	0,95	0,90	0,85
Маты из супертонкого базальтового волокна (РСТ УССР 5013-76), оболочка из стеклоткани типа ЭЗ – 100 (ГОСТ 19907-74*)	20	50	0	(0,02)	0,26	1,0	1,0	1,0	0,94	0,87	0,82

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Маты из супертонкого базальтового волокна (РСТ УССР 5013-76), оболочка из стеклоткани типа ЭЗ-100 (ГОСТ 19907-83*)	20	200	0	(0,28)	1,0	1,0	1,0	0,9	0,81	0,97	0,96
Плиты силакпор (ОСТ 21-22-76)	350	45	0	(0,10)	0,25	0,45	0,60	0,70	0,80	0,90	0,95
Звукопоглощающие облицовки с перфорированным покрытием											
											
1 – звукопоглощающий материал; 2 – защитная оболочка; 3 – перфорированное покрытие											
1- минераловатная плита (ГОСТ 9573-96); 2 – стеклоткань типа ЭЗ-100 (ГОСТ 19907-83*); 3- гипсовая плита, размер 500/500 мм, толщина 6 мм, перфорация по квадрату 13%, диаметр 10 мм (ТУ 400-1-283-73)	80	60	0	(0,1)	0,31	0,70	0,95	0,69	0,59	0,50	0,30
То же, но перфорация гипсовой плиты по рисунку 13%, диаметр 7-9 мм (ТУ 400-1-283-73)	80	60	0	(0,1)	0,31	0,95	0,99	0,80	0,52	0,46	0,42
1- минераловатная плита (ГОСТ 9573-96); 3- гипсовая плита, размер 500/500 мм, толщина 6 мм, подклеенная бязью, перфорация квадратная 13%, диаметр 10 мм (ТУ 400-1-283-73)	150	70	0	(0,05)	0,42	0,95	1,0	0,75	0,60	0,51	0,35
1 – прошивные минераловатные маты (ТУ 21-24-51-73); 3 - гипсовая плита, размер 500/500 мм, толщина 6 мм, подклеенная бязью, перфорация квадратная 13%, диаметр 10 мм	100	100	0	(0,03)	0,42	0,81	0,82	0,69	0,58	0,59	0,58

Продолжение табл. П 2.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1 – прошивные минераловатные маты (ТУ 21-24-51-73); 3 - гипсовая плита, размер 500/500 мм, толщина 6 мм ,подклеенная бязью, перфорация по рисунку 13%, диаметр 7-9 мм (ТУ 400-1-283-73)	100	100	0	(0,05)	0,40	0,89	0,97	0,76	0,70	0,71	0,68
1 – супертонкое стекловолокно (ТУ 21-РСФСР-224-75), 2 – стеклоткань типа ЭЗ -100 (ГОСТ 19907-83*); 3 – гипсовая плита толщиной 7 мм, размер 500/500 мм, перфорация по рисунку 13%, диаметр 7 – 9 мм (ТУ 400-1-283-73)	15	100	0	(0,03)	0,66	1,0	1,0	1,0	0,96	0,7	0,55
То же	15	100	250	(0,4)	0,73	1,0	1,0	1,0	1,0	0,92	0,80
1 – прошивные минераловатные маты (ТУ 21-24-51-73), 2 – стеклоткань ЭЗ-100 (ГОСТ 19907-83*); 3 – просечно-вытяжной лист толщиной 2 мм, перфорация 74% (ГОСТ 8706-78)	100	100	0	(0,11)	0,35	0,75	1,0	0,95	0,90	0,92	0,95
1 - минераловатная плита (ГОСТ 9573-96); 2 – стеклоткань ЭЗ-100 (ГОСТ 19907-83*); 3 – просечно-вытяжной лист толщиной 2 мм, перфорация 74% (ГОСТ 8706-78)	125	50	0	0,09	0,18	0,55	1,0	0,86	0,79	0,85	0,85
То же	125	50	100	0,10	0,27	0,76	0,90	0,86	0,92	0,87	0,87
1 – супертонкое стекловолокно (ТУ 21-РСФСР-224-75); 2 – стеклоткань ЭЗ-100 (ГОСТ 19907-83*); 3 – просечно-вытяжной лист толщиной 2 мм, перфорация 74% (ГОСТ 8706-78)	15	50	0	0,08	0,25	0,7	0,95	1,0	1,0	1,0	0,95

Окончание табл. П 2.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
То же	15	50	250	0,25	0,63	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	0,95
1- маты из супертонкого базальтового волокна (РСТ УСР 5013-76); 2 - стеклоткань ЭЗ-100 (ГОСТ 19907-83*); 3 – перфорированная алюминиевая панель (ТУ 36-1947-76)	25	40	0	0,12	0,23	0,9	1,0	1,0	0,97	0,97	0,92
То же, но с защитной плёнкой толщиной 25 мкн. (МРТУ 6-05-1065-76)	25	40	0	0,08	0,34	0,74	1,0	1,0	0,94	0,87	0,76

Таблица П 2.3

Звукоизоляция ограждающих конструкций зданий, дБ

№ п/п	Материал конструкции	Толщина, мм	Поверхностная плотность, кг/м ²	Среднегеометрические частоты октавных полос							
				63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	Кирпичная стена оштукатуренная с двух сторон	½ кирп.	220	32	39	40	42	48	54	60	60
		1 кирп.	420	36	41	44	51	58	64	65	65
		2 кирп.	820	45	48	52	59	65	70	70	70
2.	Железобетонная плита	50	125	28	34	35	35	41	48	55	55
		160	400	-	43	47	51	60	63	-	-
		100	250	34	40	40	44	50	55	60	60
		200	500	40	42	44	51	59	65	65	65
		400	1000	45	47,5	55	61	67,5	70	70	70
3	Гипсобетонная плита	95	135	-	32	37	37	42	48	53	-
4	Газобетонная плита	240	270	-	39	42	51	56	54	52	-
5	Шлакобетонная панель	250	400	-	30	45	52	59	64	64	-
6	древесностружечная плита	2	12	-	23	26	26	26	26	26	23
7	Фанера	3	2,4	7	11	14	19	25	26	27	26
		5	4	9	13	17	21	25	28	26	29
		10	8	13	17	21	25	28	25	29	33

Окончание табл. П 2.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
8	Стеклопластик	3	5,1	9	13	17	21	25	29	31	32
		5	8,5	12	16	20	24	28	31	38	34
		10	17	17	21	25	28	31	31	34	38
9	Сталь с панелями жесткости, размер ячеек между ребрами не более 1x1 мм	1	7,8	13	17	21	25	28	32	36	35
		3	23,4	19	23	27	31	35	37	38	39
		5	39	22	26	30	34	37	32	36	42
		8	64,2	24	28	32	36	34	33	40	44

Таблица П 2.4

Штучные звукопоглотители

№ п/п	Конструктивные особенности	Площадь поверхности, м ²	Масса, кг	Звукопоглощающий слой		Расстояние, мм		Эквивалентная площадь звукопоглощения А, м ² одного звукопоглотителя на среднегеометрической частоте октавной полосы, Гц							
				Средняя плотность кг/м ³	Толщина слоя мм	Между центрами звукопоглотителей, мм	От потолка до поглотителя, мм	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
1	Куб со стороной 400 мм: слойн. констр:1-металлический лист толщиной 2 мм, перфорация по квадрату 30%, диаметр 10мм, шаг 16 мм; 2-стеклоткань Э-0,1 (ГОСТ 8481-75);	0,96	1,6	15	60	2500	1250	0,14	0,4	0,75	1,23	1,14	1,05	0,82	0,67

Продолжение табл. П 2.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
	3-супер-тонкое стек- ловолокно (ТУ 21-01- 224-69) 4-каркас из проволоки диам. 3 мм														
2	То же	0,96	1,6	15	60	1500	1250	0,08	0,23	0,55	1,03	0,97	0,86	0,75	0,60
3	То же, куб со сторо- ной 320 мм	0,61	1,2	15	60	2000	1000	0,1	0,16	0,37	0,68	0,84	0,66	0,52	0,37
4	То же	0,61	1,2	15	60	1000	1000	0,05	0,11	0,34	0,51	0,6	0,43	0,4	0,35
5	То же, с размером 240	0,32	0,8	15	60	1500	750	0,03	0,09	0,15	0,29	0,35	0,37	0,3	0,2
6	Куб со стороной 400 мм: слойн. констр:1- перфорированный пластик (СТУ 30- 14085-63), перфора- ция 30%, диаметр 10мм, шаг 16 мм; 2- слой термоизоляци- онного материала АТМ1 (МРТУ 6-11- 64)	0,96	1,7	10	40	2500	1250	0,12	0,9	0,7	1,2	1,10	1	0,8	0,6
7	Размер 600х300х300, лис- ты перфорирован- ного павинола (ТУ 21-01-1-74), супер- тонкое волокно (ТУ 21-01-224-69)			15	150	200	500	-	0,18	0,45	0,65	0,56	0,52	0,48	0,6

Продолжение табл. П 2.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
8	Куб со стороной 400 мм: слойн. констр.: 1 - просечно-вытяжной лист (ГОСТ 87-06-58), стеклоткань типа Э 0,1 (ГОСТ 19907-74), супертонкое базальтовое волокно (РСТ УССР 5013-76), проволочный каркас	0,96	2,3	20	сплошное заполнение	1350	1200	0,15	0,27	1,08	1,06	1,17	1,14	1,0	1,01
9	Размер 2600x600x300, просечно-вытяжной лист (ГОСТ 8706-58), стеклоткань типа Э0,1 (ГОСТ 19907-74), супертонкое базальтовое волокно (РСТ УССР 5013-76), проволочный каркас треугольного типа	0,96	2,3	15	полностью	0	0	0,59	0,66	1,87	2,1	2,1	1,7	1,87	2,5
10	То же	0,96	2,3	80	40	50	0	0,95	1,1	2,94	3,8	3,6	3,45	2,29	2,0
11	То же	0,96	2,3	80	40	150	0	0,6	0,84	1,48	1,62	1,38	1,65	1,84	1,7
12	То же	0,96	2,3	80	40	250	0	0,17	0,38	0,83	1,01	0,99	1,2	1,57	1,4
13	То же	0,96	2,3	80	40	500	0	0,1	0,13	0,43	0,53	0,66	0,65	0,61	0,58

Продолжение табл. П 2.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
14	Размер 500х500х40 минераловатная плита (ГОСТ 9573-72), оболочка из стеклоткани типа ТСД (ТУ6-11-54-72)	0,96	2,3	125	4	500	0	0,28	0,34	0,60	0,98	1,45	1,57	1,56	1,5
15	Размер 1000х50х80 минераловатная плита (ГОСТ 9573-72), оболочка из стеклоткани типа ТСД (ТУ6-11-54-72)	0,96	2,3	80	80	500	0	0,31	0,38	0,81	1,14	1,22	1,18	1,07	1,0
16	Куб со стороной 400 мм: слойн. констр:1- перфорированная пленка винипласта-10 толщиной 0,4 мм, перфорация 33%, стеклоткань типа Э0,1 (ГОСТ 19907-74), супертонкое секловолокно (ТУ 21-01-224-69), проволочный каркас	0,96	1,7	15	Сплошное заполнение	1200	1600	0,07	0,19	0,73	0,89	1,11	1,05	1,06	1,12
17	То же со слоем минераловатных плит ПП-80 (ГОСТ 9573 – 96)	0,96	2	80	25	1200	1350	0,18	0,25	0,53	0,61	1,03	1,1	1,07	0,99

Окончание табл. П 2.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
18	Конический звукопоглотитель высота-250мм, диаметр 300мм, заполненный стекловатой: 1-металлический кожух диаметр перфорации 10мм, шаг 20мм; 2-виниловый кожух, перфорация 38%; 3-алюминиевый кожух диаметр перфорации 10мм, шаг 20мм; 4-металлический кожух диаметр перфорации 10мм, шаг 14 мм	0,14 0,14 0,14 0,34	0,7 0,7 - -	125 125 125 -	Сплошное заполнение	1000 500 1000 500 1000 1000	- - - - -	- - - - -	- - - - -	0,1 0,1 0,1 0,1 0,42 0,45	0,28 0,24 0,17 0,14 0,29 0,46	 0,26 0,22 0,25 0,56	0,24 0,21 0,26 0,22 0,2 0,8	0,21 0,2 0,27 0,17 0,19 0,76	- - - - -
19	Призматический звукопоглотитель из металлических протяжных листов толщиной 1мм, перфорация 75%, размер ячейки 26x11, шаг 32 мм, стеклоткань типа Э0,1 (ГОСТ 19907-74) каркас	1,52 2,27 2,27	10 10 10	Сплошное заполнение то же 50	50 1000 1000	0 1000 1000	- 0,22 0,51 0,37	1,04 0,45 0,37	1,74 1,2 1,12	1,84 2,25 1,77	1,79 2,34 1,85	1,7 2,26 1,93	1,56 2,15 1,96	1,26 2,19 2,35	

Таблица П 2.5

Звукоизолирующая способность двойных стен и перегородок, дБ

Элемент конструкции	Толщина, мм		Средняя поверхностная плотность, кг/м ²	Среднегеометрическая частота октавной полосы, Гц							
	элемента	воздушно-го зазора		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Две кирпичные стены на общем фундаменте	380 и 510	150	1400	45	49	51	60	68	74	81	87
Две кирпичные стены на раздельном фундаменте	510 и 380	300	1400	59	61	65	72	80	88	95	106
Две гипсобетонные плиты на общем фундаменте	95	100	270	-	41	43	42	48	56	62	-
		40	270	-	35	40	45	47	52	57	-
Две железобетонные плиты на общем фундаменте	40	40	180	-	36	43	42	46	5	57	-
Две гипсоволокнистые плиты с воздушным зазором между ними	40 и 40	40	-	-	37	43	51	53	56	-	-

Таблица П 2.6

Звукоизолирующая способность дверей и окон, дБ

№ п/п	Конструкция	Условия прилегания по периметру	Среднегеометрические частоты октавных полос							
			63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	Обыкновенная филенчатая дверь	Без уплотнит. прокл С уплотн. прокл.	7	12	14	16	22	22	20	-
			12	18	19	23	30	33	32	-
2.	Глухая щитовая дверь ДБ-8 толщ. 40 мм, с двух сторон фанера толщиной 4 мм	Без уплотнит. прокл С уплотн. прокл	17	22	23	24	24	24	24	-
			22	27	27	32	35	34	35	-
3	Типовая дверь П-327	Без уплотнит. прокл С уплотн. прокл	-	13	23	31	33	34	36	44
			-	19	30	33	35	39	41	42
4	Щитовая дверь из твердых древесноволокнистых плит толщиной 4-6 мм с воздушным зазором 50 мм со стекловатой	Без уплотнит. прокл С уплотн. прокл	17	25	26	30	31	28	20	-
			23	28	30	33	36	32	32	-
5	Окно с силикатным стеклом толщиной 3мм 6мм	Без уплотняющих прокладок	8	12	16	18	20	22	20	-
			12	18	18	20	23	25	25	-
6	Оконный блок с двойным переплетом толщиной стекла 3 мм, воздушный зазор 170 мм	Без уплотнит. прокл С уплотн. прокл	22	27	26	28	30	28	27	-
			27	33	33	36	38	38	38	-
7	Двойное остекление со стеклами толщиной 4 и 7 мм и воздушным зазором 200мм 300 мм	С уплотняющими прокладками из резины	-	27	36	41	47	49	55	-
			-	32	39	43	47	51	55	-

Окончание табл. П 2.6.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
---	---	---	---	---	---	---	---	---	----	----

8	Стеклоблоки типа БК-98 толщиной 98 мм	То же	-	37	40	42	45	48	50	-
9	Стекло силикатное толщ- ной 4мм 7мм	С герметизацией притворов	-	19	24	28	30	33	31	-
			-	22	28	29	34	28	39	-
10	Окно (размером 1x1,2м) с органическим стеклом толщиной 4 мм	То же	13	17	21	25	29	33	36	30
			18	23	26	31	34	34	32	40
			22	30	32	35	35	35	38	45
11	Стеклопакеты из сили- катного стекла, толщ.4 мм, с воздушным промежутком 30 мм	То же	-	15	26	30	36	40	40	-
			-	21	33	39	47	50	51	-
			-	28	36	14	48	54	56	-
12	Стеклопакеты из силикат- ного стекла толщиной 7 мм, с воздушным проме- жутком 200мм	То же	-	32	41	43	51	52	58	-
			-	37	45	46	52	54	57	-
	650мм									

Приложение 3

Таблица ПЗ.1

Технические характеристики вентиляторов ВР 86-77

Типоразмер вентилятора	Электродвигатель			Параметры в рабочей зоне		Масса вентилятора, не более, кг	Виброизоляторы	
	Типоразмер	Мощность, кВт	Частота вращения, мин-1	Производительность, тыс. м3/час	Полное давление, Па		Тип	Количество
1	2	3	4	5	6	7	8	9
ВР 86-77 №2, 5 1-е исполнение	АИР56А4	0,12	1500	0,45-0,85	170-110	20,7	ДО38	4
	АИР63А4	0,25	1500	0,4-0,9	177-128	27,0	ДО38	4
	АИР63А2	0,37	3000	0,85-1,65	490-300	31,5	ДО38	4
	АИР63В4	0,55	3000	0,85-1,75	720-450	22,2	ДО38	4
	АИР71А2	0,75	3000	0,85-1,7	800-540	34,5	ДО38	4
ВР 86-77 №3,15 1-е исполнение	АИР56А4	0,12	1500	0,76-1,15	185-175	30,0	ДО38	4
	АИР56В4	0,18	1500	0,76-1,82	185-110	30,0	ДО38	4
	АИР63А4	0,25	1500	0,85-1,84	280-170	30,8	ДО38	4
	АИР71В2	1,1	3000	1,65-3,8	830-480	37,0	ДО38	4
	5А80МА2	1,5	3000	1,8-4,0	1200-680	38,9	ДО38	4
	5А80МВ2	2,2	3000	1,7-4,0	1200-880	40,1	ДО38	4
ВР 86-77 №4 1-е исполнение	АИР63А6	0,18	1000	1,4-2,6	175-100	46,3	ДО38	4
	АИР63В6	0,25	1000	1,4-2,7	210-120	46,2	ДО38	4
	АИР71А6	0,37	1000	1,3-2,7	270-180	51,6	ДО38	4
	АИР71А4	0,55	1500	2,3-4,0	480-314	52,2	ДО38	4
	АИР71В4	0,75	1500	2,2-4,1	500-300	51,5	ДО38	4
	АИР80А4	1,1	1500	2,0-4,2	560-330	54,8	ДО38	4
ВР 86-77 №5 1-е исполнение	АИР71В6	0,55	1000	2,75-4,1	340-315	92	ДО39	5
	АИР80А6	0,75	1000	2,75-5,6	340-215	95	ДО39	5
	АИР80В6	1,1	1000	3,0-5,7	460-315	97	ДО39	5
	АИР80В4	1,5	1500	4,5-5,3	700-680	96	ДО39	5
	АИР90L4	2,2	1500	4,3-5,6	810-500	101	ДО39	5
	АИР100S4	3	1500	4,2-8,5	880-620	107	ДО39	5

Продолжение табл. П 3.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
ВР 86-77 №6,3 1-е ис	АИР80В6	1,1	1000	4,7-7,3	380-350	144	ДО40	5
	АИР90L6	1,5	1000	5,8-8,6	470-430	162	ДО40	5
полнение	АИР100L6	2,2	1000	5,6-11,3	560-350	180	ДО40	5
	АИР100L6	3	1000	6,2-11,5	750-530	160	ДО40	5
	АИР100L4	4	1500	7,2-12,3	885-780	179	ДО40	5
	АИР112М4	5,5	1500	8,6-12,0	1320-1250	200	ДО40	5
	АИР132S4	7,5	1500	8,6-17,5	1320-800	201	ДО40	5
	АИР132М4	11	1500	9,2-17,8	1750-1200	257	ДО40	5
ВР 86-77 №8 1-е ис- полнение	5АМ112МВ8	3	750	7,56-10,6	717-680	257	ДО41	6
	АИР112МВ6	4	1000	9,5-17,0	640-570	277	ДО41	6
	АИР132S6	5,5	1000	12,0-17,0	950-880	293	ДО41	6
	АИР132М6	7,5	1000	12,0-23,0	950-580	337	ДО41	6
	АИР160S6	11	1000	13,0-24,0	1280-900	466	ДО41	6
ВР 86-77 №10 1-е ис- полнение	АИР132М8	5,5	750	14,8-28,85	736-387	466	ДО43	5
	5А160S8	7,5	750	14,7-30,26	860-438	508	ДО43	5
	5А160М6	15	1000	19,53-40,2	1517-774	533	ДО43	5
	АИР180М6	18,5	1000	22,11-25	1834-800	568	ДО43	5
	5А200М6	22	1000	25-46,7	1800-1007	643	ДО43	5
ВР 86-77 №10 5-е ис- полнение	АИР132S6	5,5	615	12,8-26,0	580-430	770	ДО43	6
	АИР132М6	7,5	685	14,2-28,0	720-540	810	ДО43	6
	АИР160S6	11	770	16,0-33,7	910-690	840	ДО43	6
	АИР160М6	15	865	18,0-37,0	1150-860	910	ДО43	6
ВР 86-77 №12,5 1-е исполнение	АИР180М8	15	750	26,9-55,24	982-377	715	ДО43	6
	5А200М8	18,5	750	28,7-59,1	1362-685	790	ДО43	6
	5А200L8	22	750	32,0-65	1375-932	815	ДО43	6
	5А225М8	30	750	32,68-62,0	1644-1130	875	ДО43	6

Окончание табл. П 3.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
ВР 86-77 №12,5 5-е исполнение	АИР160S6	11	536	22,0-45,0	700-250	1090	ДО43	6
	АИР160М6	15	602	25,0-51,5	880-680	1110	ДО43	6
	АИР180М6	18,5	685	27,0-57,0	1150-840	1180	ДО43	6
	АИР200М6	22	685	27,0-57,0	1150-840	1240	ДО43	6
	АИР200L6	30	768	31,0-63,5	1450-1120	1270	ДО43	6
ВР 86-77 №16 5-е ис- полнение	5А160М8	11	415	27,0-60,0	480-370	2200	ДО45	7
	5А200L6	30	550	42,0-88,0	980-730	2300	ДО45	7
	5АМ250М6	55	625	45,0-108,0	1420-1100	2600	ДО45	7

Приложение 4

Размеры и технические характеристики виброизоляторов.

Таблица П4.1

Технические характеристики металлических виброизоляторов

Обо- значе- ние	Нагрузка Р, Н		Верти- кальная жест- кость, Н/см	Высота в сво- бодном состоя- нии h, мм	Осадка пружи- ны под нагруз- кой, мм при		Число рабочих витков пружины	Размеры, мм						Мас- са, кг	
	Рабо- чая (Рраб.)	Пре- дельная (Рпр.)			Рраб	Рпр.		L	A	B	Dcp	d	d ₁		d ₂
ДО38	122	152	45	72	27	33,7	5,6	100	70	60	30	3	12	8,5	0,3
ДО39	219	273	61	92,5	36	45		110	80	70	40	4			0,4
ДО40	339	424	81	113	41,7	52		130	100	90	50	5	14	10,5	1,0
ДО42	540	674	124	129	43,4	54					6				
ДО41	942	1177	165	170	57,2	72		150	120	110	72	8	1,8		
ДО43	1648	2060	294	192	56	70		160	130	120	80	10	2,5		
ДО44	2384	2979	357	226	66,5	83		180	150	140	96	12	3,8		

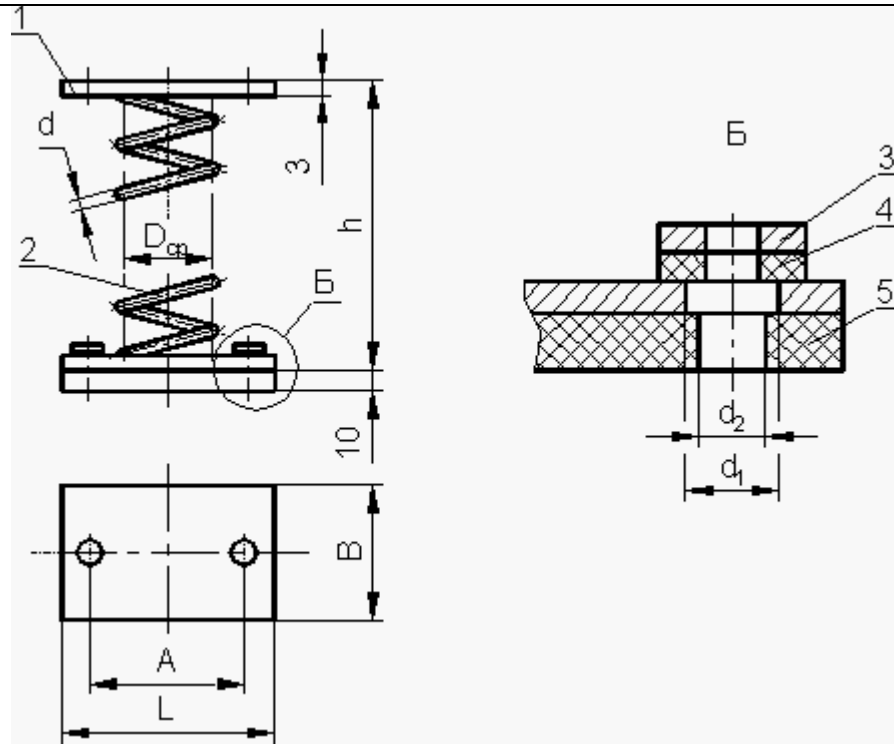


Рис. П.4.1. Виброизоляторы ДО38 – ДО44:
 1 – планка; 2 – пружина; 3 – шайба стальная;
 4 – шайба резиновая; 5 – прокладка резиновая

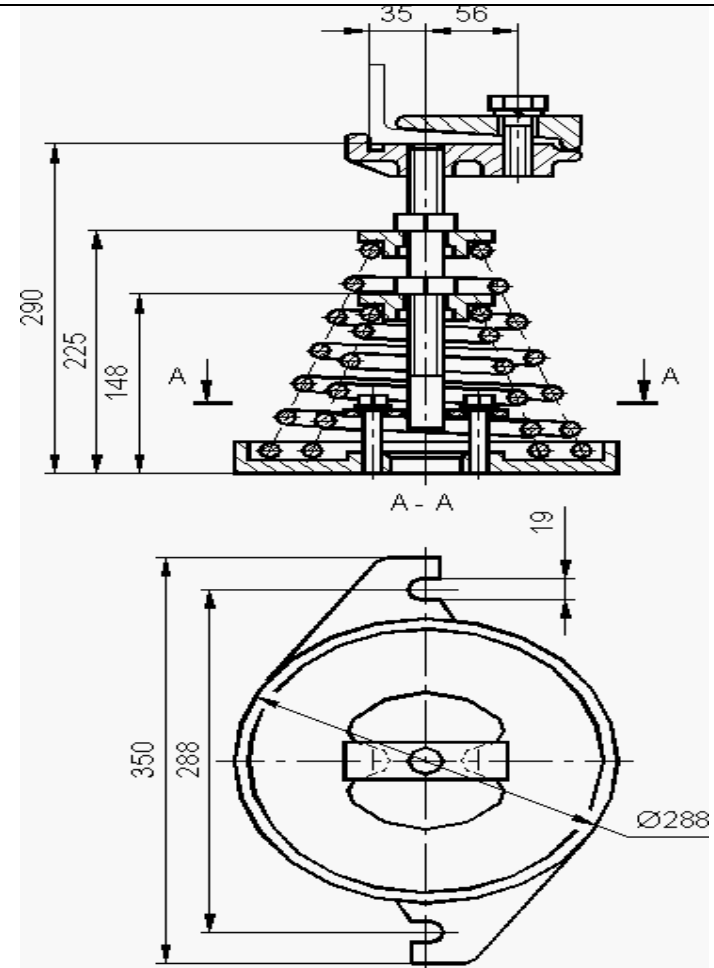


Рис. П.4.2 – Виброизолятор ВР80-75-15.1-01.04.01.00
 Минимальная рабочая нагрузка – 3,8 кН;
 максимальная рабочая нагрузка – 10 кН;
 средняя вертикальная жесткость на рабочем участке –
 235 Н/мм;
 масса виброизолятора – 12,3 кг

Таблица П4.2

Технические характеристики резиновых виброизоляторов

Обозначение	D, мм	Динамическая жесткость сжатия, кН/м	Допускаемая статическая нагрузка, Н	Масса, кг
ВР-201	78	24,5 ± 3,68	600	0,28
ВР-202	70	49 ± 7,35	1250	0,32
ВР-203	60	98 ± 14,7	2500	0,36

Таблица П4.3

Технические характеристики резиновых виброизоляторов

Обозначение	Нагрузка Р, кН		Вертикальная жесткость, Н/см	Высота в свободном состоянии h, мм	Осадка под нагрузкой, мм при		Масса, кг
	Рабочая (Р _{раб.})	Предельная (Р _{пр.})			Р _{раб.}	Р _{пр.}	
ВР-201	0,25	0,4	25	80	8	12	0,28
ВР-202	0,5	0,8	50	80	8	12	0,32
ВР-203	1	1,6	100	80	8	12	0,35
ВР-301	2,82	4,1	125	150	15	20	-
ВР-302	3,6	5,6	160	150	15	20	-
ВР-303	4,5	7,2	200	150	15	20	-

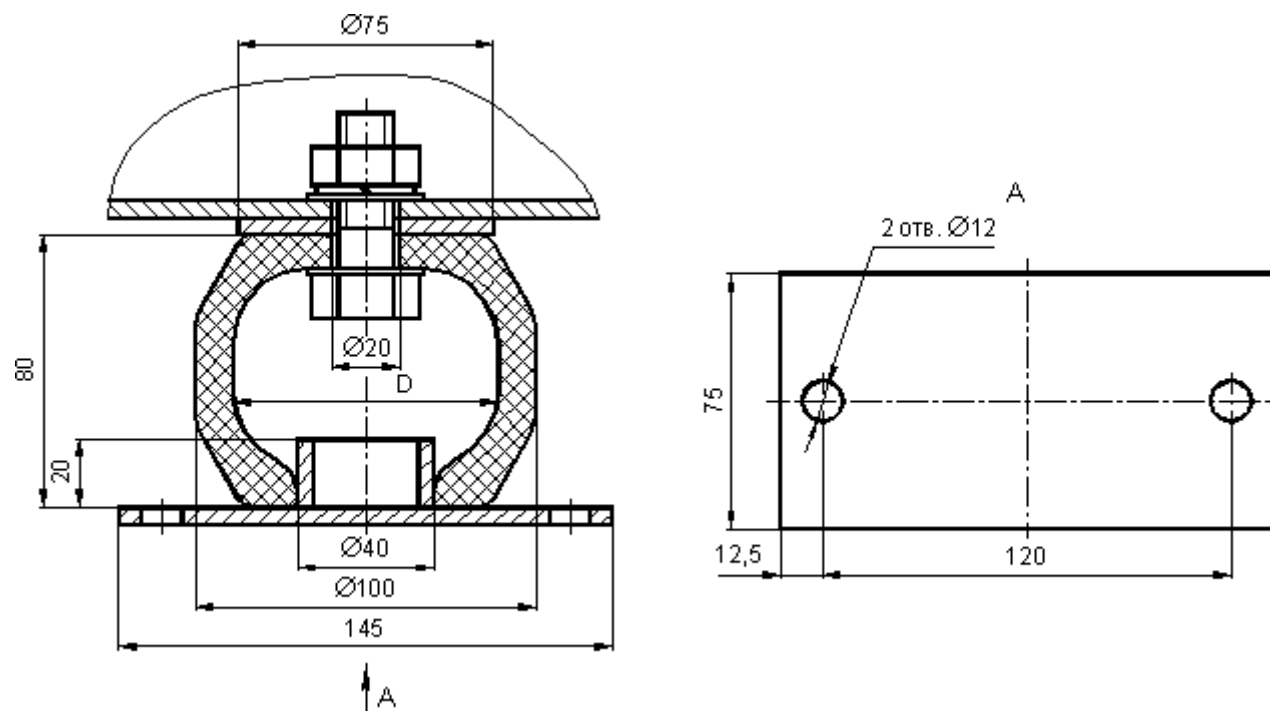


Рис. П.4.3 Виброизоляторы резиновые ВР-201 – ВР-203

Технические и акустические характеристики глушителей шума

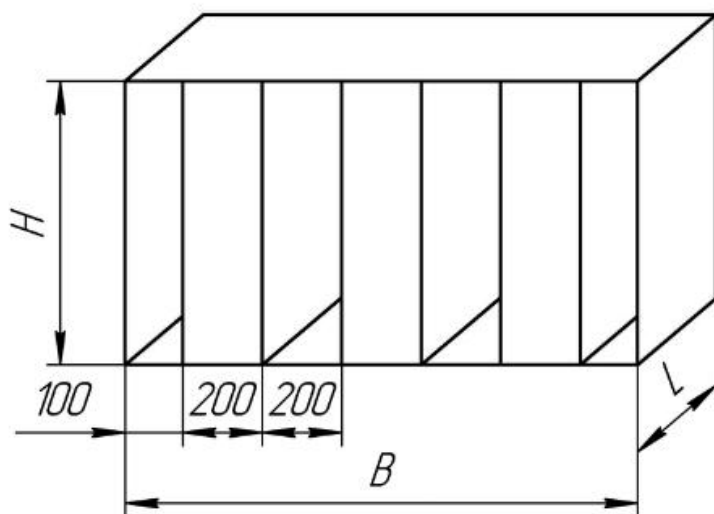


Рис. П 5. 1. Пластинчатые глушители

Габаритные размеры глушителя А 7Е 178 ÷ А7Е 184

Таблица П5.1.

Технические характеристики глушителей шума

Обозначение по серии 5.904-17	Шифр по серии 5.904-17	Ширина В, мм	Высота Н, мм	Длина L, мм	Кол-во пластин П2-1 L=750	Кол-во пластин П2-2 L=1000	Масса, кг			
1	2	3	4	5	6	7	8			
A7E178.000	ГП 1-1	800	500	1000		2	68,2			
-01	ГП 1-2	1200				3	95,8			
-02	ГП 1-3	1600				4	123,4			
-03	ГП 2-1	800	1000			4	105,3			
-04	ГП 2-2	1200				6	145,2			
-05	ГП 2-3	1600				8	185,1			
-06	ГП 2-4	2000				10	225,1			
A7E179.000	ГП 3-1	800	1500		1000		6	149,1		
-01	ГП 3-2	1200					9	204,1		
-02	ГП 3-3	1600					12	259,2		
A7E180.000	ГП 4-1	800	2000			1000		8	185,2	
-01	ГП 4-2	1200						12	252,1	
-02	ГП 4-3	1600		16				318,9		
A7E181.000	ГП 5-1	800	500	1500			4	98,9		
-01	ГП 5-2	1200					6	140,1		
-02	ГП 5-3	1600					8	181,3		
A7E182.000	ГП 6-1	800	1000				1500		6	151,5
-01	ГП 6-2	1200							9	211,5
-02	ГП 6-3	1600							12	271,0
-03	ГП 6-4	2000			15				330,0	

Продолжение табл. П 5.1.

1	2	3	4	5	6	7	8
A7E183.000	ГП 7-1	800	1500		12		216,0
-01	ГП 7-2	1200			18		298,0
-02	ГП 7-3	1600			24		381,0
A7E184.000	ГП 8-1	800	2000			12	268,2
-01	ГП 8-2	1200				18	368,8
-02	ГП 8-3	1600				24	469,3

Таблица П5.2.

Акустические характеристики А7Е 178 ÷ А7Е 184

Обозначение по серии 5.904-17	Шифр по серии 5.904-17	Акустические характеристики в октавных полосах частот, Гц								
		31	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
A7E178.000	ГП 1-1	0	2	5,6	10,2	17	21,6	18,7	14,2	10
-01	ГП 1-2									
-02	ГП 1-3									
-03	ГП 2-1									
-04	ГП 2-2									
-05	ГП 2-3									
-06	ГП 2-4									
A7E179.000	ГП 3-1	0	3	8,4	15,3	23,5	28,4	23	16,3	10
-01	ГП 3-2									
-02	ГП 3-3									
A7E180.000	ГП 4-1	0	3	8,4	15,3	23,5	28,4	23	16,3	10
-01	ГП 4-2									
-02	ГП 4-3									
A7E181.000	ГП 5-1	0	3	8,4	15,3	23,5	28,4	23	16,3	10
-01	ГП 5-2									
-02	ГП 5-3									
A7E182.000	ГП 6-1	0	3	8,4	15,3	23,5	28,4	23	16,3	10
-01	ГП 6-2									
-02	ГП 6-3									
A7E183.000	ГП 7-1	0	3	8,4	15,3	23,5	28,4	23	16,3	10
-01	ГП 7-2									
-02	ГП 7-3									
A7E184.000	ГП 8-1	0	3	8,4	15,3	23,5	28,4	23	16,3	10
-01	ГП 8-2									
-02	ГП 8-3									

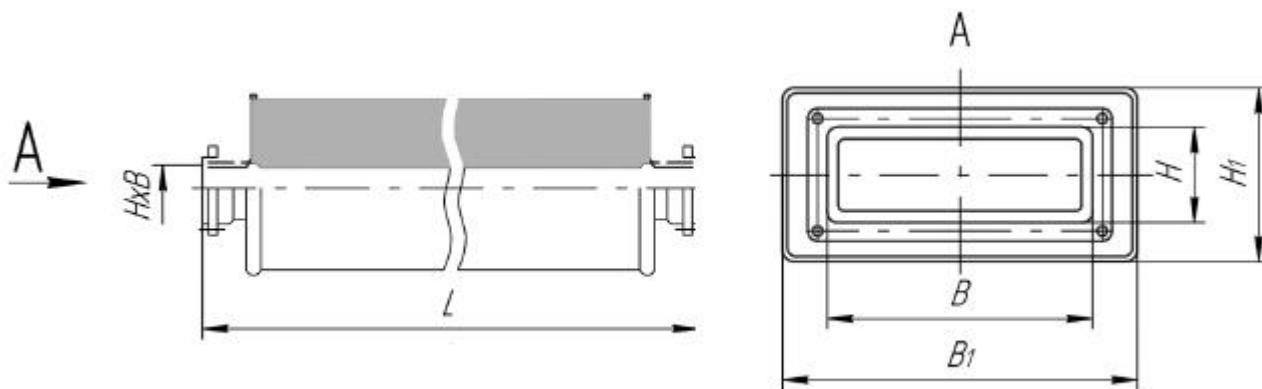


Рис. П.5.2. Прямоугольные глушители

Таблица П. 5.3.

Габаритные размеры глушителя А7Е 188

Обозначение по серии 5.904-17	Шифр по серии 5.904-17	Площадь свободного сечения, м ²	Размеры, мм					Масса, кг
			B	B ₁	H	H ₁	L	
А7Е.188.000	ГТП 1-1	0,02	200	400	100	300	980	18,8
-01	ГТП 1-2	0,06	300	500	200	400		26,2
-02	ГТП 1-3	0,08	300	500	200	400		29,6
-03	ГТП 1-4	0,12	400	600	300	500		33,7
-04	ГТП 1-5	0,16	400	600	400	600		37,3
-05	ГТП 2-1	0,02	200	400	100	300	480	11,2
-06	ГТП 2-2	0,06	300	500	200	400		15,6
-07	ГТП 2-3	0,08	400	600	200	400		18,1
-08	ГТП 2-4	0,12	400	600	300	500		20,4
-09	ГТП 2-5	0,16	400	600	400	600		22,2

Таблица П. 5.3.

Акустические характеристики А7Е 188

Обозначение по серии 5.904-17	Шифр по серии 5.904-17	Акустические характеристики в октавных полосах частот, Гц								
		31	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
А7Е.188.000	ГТП 1-1	2,0	3,5	7,0	13,5	27,6	40,0	40,9	32,2	19,9
-01	ГТП 1-2	1,9	3,9	1,8	15,1	21,0	23,0	25,6	10,3	8,8
-02	ГТП 1-3	1,8	3,5	6,7	13,7	19,6	20,8	16,0	9,8	7,0
-03	ГТП 1-4	1,2	2,6	5,2	10,0	15,6	17,0	14,0	9,0	7,0
-04	ГТП 1-5	0,6	2,3	5,5	9,9	12,0	13,0	10,2	5,5	5,5
-05	ГТП 2-1	0,8	1,5	3,0	5,8	12,0	17,5	20,0	14,5	9,3
-06	ГТП 2-2	0,8	1,7	3,1	6,3	9,4	10,5	10,4	4,8	3,0
-07	ГТП 2-3	0,8	1,5	2,9	5,9	8,6	9,7	7,3	4,6	2,5
-08	ГТП 2-4	0,5	1,1	2,2	4,3	6,8	8,5	6,3	3,9	2,3
-09	ГТП 2-5	0,3	1,0	2,4	4,2	5,3	6,9	5,0	2,5	2,3

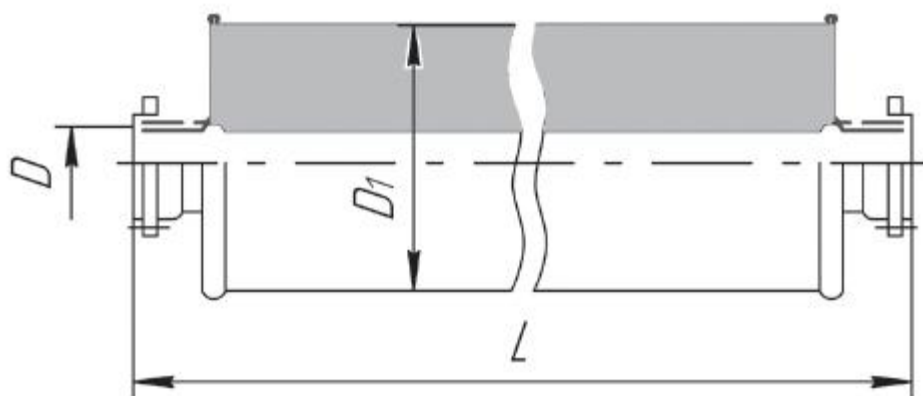


Рис. П.5.3. Круглые глушители

Таблица П. 5.4.

Габаритные размеры глушителя А7Е 186

Обозначение по серии 5.904-17	Шифр по серии 5.904-17	Площадь свободного сечения, м ²	Размеры, мм			Масса, кг
			D	D ₁	L	
A7E.186.000	ГТК 1-1	0.0123	125	315	980	9,7
-01	ГТК 1-2	0.0314	200	400		12,9
-02	ГТК 1-3	0.0491	250	450		16,0
-03	ГТК 1-4	0.0779	315	560		22,1
-04	ГТК 1-5	0.1260	400	710		31,3
-05	ГТК 1-6	0.1960	500	800		37,2
-06	ГТК 2-1	0.0123	125	315	480	5,7
-07	ГТК 2-2	0.0314	200	400		7,7
-08	ГТК 2-3	0.0491	250	450		9,6
-09	ГТК 2-4	0.0779	315	560		13,2
-10	ГТК 2-5	0.1260	400	710		19,5
-11	ГТК 2-6	0.1960	500	800		23,1

Таблица П. 5.5.

Акустические характеристики А7Е 186

Обозначение по серии 5.904-17	Шифр по серии 5.904-17	Акустические характеристики в октавных полосах частот, Гц								
		31	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
A7E.186.000	ГТК 1-1	1,5	3,7	8,0	14,0	20,2	38,0	37,0	34,0	19,0
-01	ГТК 1-2	3,0	5,0	8,8	16,0	28,0	25,0	23,0	17,0	10,0
-02	ГТК 1-3	2,0	4,0	6,4	8,6	18,0	20,0	18,0	12,0	8,8
-03	ГТК 1-4	2,1	3,5	7,0	7,7	16,6	14,3	12,7	7,0	7,0
-04	ГТК 1-5	2,7	4,4	7,9	13,7	55,5	11,4	8,5	5,5	5,5
-05	ГТК 1-6	2,5	4,0	7,7	13,0	10,8	10,0	7,2	4,4	4,4
-06	ГТК 2-1	0,6	1,5	3,4	6,51	8,8	16,5	17,3	13,0	11,0
-07	ГТК 2-2	1,3	2,2	3,8	6,9	12,2	11,1	10,4	8,0	5,0
-08	ГТК 2-3	0,9	1,7	2,8	3,7	7,8	8,9	7,8	4,5	3,8
-09	ГТК 2-4	0,9	1,5	3,0	3,3	7,3	5,5	5,2	2,6	2,6
-10	ГТК 2-5	1,2	1,9	3,4	5,9	5,5	5,2	4,0	2,5	2,5
-11	ГТК 2-6	1,1	1,7	3,4	5,6	5,1	4,7	3,4	1,9	1,9

**Трунова Ирина Геннадьевна
Елькин Анатолий Борисович
Смирнова Валентина Михайловна**

ВЫБОР И РАСЧЕТ СРЕДСТВ ЗАЩИТЫ ОТ ШУМА И ВИБРАЦИИ

Редактор О.В. Пугина
Технический редактор Т.П. Новикова
Компьютерный набор и верстка авторов

Подписано в печать 12.07.2012. Формат 60×84 ¹/₁₆.
Бумага офсетная. Печать офсетная. Усл. печ. л. 7,25.
Уч. - изд. л. 6,5. Тираж 100 экз. Заказ .

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева.
Типография НГТУ.

Адрес университета и полиграфического предприятия:
603950, Нижний Новгород, ул. Минина, 24.