

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ

Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Оренбургский государственный университет»

**Ш.Ш. ХИСМАТУЛЛИН,
Г.Г. ХИСМАТУЛЛИНА, И.В. ЕФРЕМОВ**

ТЕХНИЧЕСКАЯ АКУСТИКА

Рекомендовано к изданию Ученым советом
государственного образовательного учреждения
высшего профессионального образования
«Оренбургский государственный университет»
в качестве учебного пособия для студентов, обучающихся
по программе высшего профессионального образования
технических специальностей

Оренбург 2008

УДК 534 (07)
ББК 30 н
Х 51

Рецензенты

доктор медицинских наук, профессор И.И.Греков
кандидат технических наук, доцент В.А.Василенко

Х 51 **Хисматуллин, Ш.Ш.**
Техническая акустика: учебное пособие/ Ш.Ш.Хисматуллин,
Г.Г. Хисматуллина, И.В.Ефремов.- Оренбург: ГОУ ОГУ,
2008.-281 с.

ISBN

Изложены основные сведения о шуме и вибрации. Рассмотрены и проанализированы источники возникновения и физические характеристики данных явлений, их физиологическое воздействие на человека и нормирование.

Даны методы борьбы с шумом и вибрацией в условиях промышленного производства.

Для студентов технических специальностей, а также всех интересующихся данной тематикой.

ББК 30 н

Х 1604040000

ISBN

©Хисматуллин Ш.Ш.,
Хисматуллина Г.Г.,
Ефремов И.В.,2008
© ГОУ ОГУ, 2008

Содержание

Введение.....	11
1 Физические характеристики звуковых волн и источников звука.....	20
1.1 Звуковое поле. Уравнения акустики жидкости и газа.....	20
1.2 Интенсивность звука. Плотность звуковой энергии. Звуковая мощность.....	22
1.3 Уровни величин.....	23
1.4 Гармонические колебания и волны. Импеданс.....	25
1.5 Детерминированные и случайные процессы. Частотные спектры. Кепстр.....	27
1.6 Корреляционный анализ.....	31
1.7 Источники звука.....	32
1.8 Звуковые волны в твердых телах.....	36
1.8.1 Уравнения теории упругости.....	36
1.8.2 Волны в стержнях и пластинах.....	36
1.8.3 Импеданс механической конструкции.....	37
1.8.4 Излучение звука пластинами и оболочками.....	38
1.9 Волновой метод расчета распространения колебаний в одномерных неоднородных структурах.....	39
1.10 Применение теории подобия и физического моделирования в вопросах борьбы с шумом.....	40
1.10.1 Моделирование распространения звука в помещениях.....	40
1.10.2 Моделирование звукоизолирующих конструкций.....	41
1.10.3 Моделирование аэродинамических источников шума.....	42
1.10.4 Моделирование гидродинамических источников шума (случай капельной жидкости).....	44
1.10.5 Моделирование механических излучателей шума.....	44
1.10.6 Моделирование механического шума.....	45
2 Физиологические характеристики звука и общие вопросы борьбы с шумом	46
2.1 Особенности слуха.....	46
2.1.1 Строение уха.....	47
2.1.2 Восприятие звука по частоте.....	48
2.1.3 Восприятие звука по амплитуде.....	49
2.1.4 Уровни громкости звука.....	49
2.1.5 Маскировка звука.....	51
2.1.6 Временные характеристики слухового восприятия.....	52
2.1.7 Нелинейные свойства.....	53
2.1.8 Бинауральный эффект.....	53
2.2 Голосовой аппарат человека как источник звуковых колебаний.....	54
2.3 Воздействие шума и вибрации на организм.....	55
2.3.1 Воздействие шума.....	55
2.3.2 Воздействие вибрации.....	56
2.4 Нормирование шума. Санитарные нормы по ограничению шума.....	58
2.4.1 Стандарты безопасности труда, относящиеся к шуму.....	59
2.4.2 Стандарты по методам измерения шумовых характеристик.....	61
2.5 Методы и средства борьбы с шумом.....	68
2.5.1 Общие положения.....	68
2.5.2 Снижение шума в источнике.....	70
2.5.3 Строительно – акустические мероприятия по защите от шума.....	70
2.5.4 Защита от шума применением дистанционного управления машинами, средств индивидуальной защиты и организационно-технических мероприятий.....	74

3	Механический и аэрогидродинамические шумы. Шум и вибрация электрических машин.....	76
3.1	Механический шум.....	76
3.1.1	Природа и закономерности механического шума.....	76
3.1.2	Зубчатые передачи.....	77
3.1.3	Редукторы.....	82
3.1.4	Кулачковые механизмы.....	84
3.1.5	Цепные передачи.....	88
3.1.6	Неуравновешенность вращающихся масс и вибрация, вызываемые в соединениях валов.....	88
3.1.7	Подшипники.....	92
3.1.8	Кузнечно-прессовое оборудование.....	95
3.1.9	Метало и деревообрабатывающие станки.....	99
3.2	Аэродинамический шум.....	106
3.2.1	Вихревые шумы.....	110
3.3	Гидродинамический шум. Кавитация.....	113
3.4	Шум и вибрация электрических машин.....	115
4	Звукоизоляция и звукопоглощение.....	119
4.1	Понятие о звукоизоляции и звукопоглощении.....	119
4.2	Звукоизоляция от воздушного и ударного шумов.....	121
4.2.1	Звукоизоляция однослойных и двойных ограждающих конструкций.....	124
4.2.2	Влияние на звукоизоляцию отверстий и щелей.....	132
4.2.3	Звукоизоляция окон и дверей.....	135
4.2.4	Косвенные пути распространения воздушного звука.....	136
4.2.5	Изоляция ударного шума междуэтажными перекрытиями.....	138
4.3	Звукопоглощающие материалы и конструкции.....	139
4.3.1	Пористые звукопоглотители.....	140
4.3.2	Резонансные и слоистые звукопоглощающие конструкции и.....	145
4.3.3	Штучные звукопоглотители.....	148
4.3.4	Клиновые звукопоглощающие конструкции.....	149
4.3.5	Звукопоглощение строительных конструкций и снижение шума....	150
4.4	Звукопоглощающие материалы и конструкции в гидроакустике.....	151
4.4.1	Широкополосные звукопоглотители.....	151
4.4.2	Резонансные подводные звукопоглотители.....	157
4.4.3	Газовые завесы.....	159
4.5	Нормирование звукоизоляции и звукопоглощения.....	163
4.5.1	Нормирование звукоизоляции рабочих мест.....	164
4.5.2	Нормы звукоизоляции ограждающих конструкций.....	164
4.5.3	Звукопоглощающие конструкции и экраны.....	170
4.5.4	Звукоизоляция жилых застроек.....	175
4.6	Глушители шума.....	176
4.6.1	Основные типы глушителей.....	176
4.6.2	Абсорбционные глушители.....	176
4.6.3	Облицованные каналы.....	178
4.6.4	Реактивные глушители.....	182
4.6.5	Глушители судовых двигателей внутреннего сгорания и.....	188
4.6.6	Глушители с насыпным поглотителем.....	188
4.6.7	Глушители шума самолетных двигателей.....	188
4.6.8	Индивидуальные средства защиты от шума.....	189

4.7 Методы контроля величины звукоизоляции и звукопоглощения.....	193
4.7.1 Определение величины звукоизоляции ограждений.....	193
4.7.2 Определение величины коэффициента звукопоглощения образцов материалов.....	198
5 Виброизоляция и вибропоглощение.....	204
5.1 Виброизоляция.....	204
5.1.1 Колебания виброизолированного твердого тела. Собственные частоты.....	206
5.1.2 Распространение вибрации по конструкциям.....	209
5.1.3 Виброизоляция элементов и узлов конструкций.....	213
5.2 Виброизоляторы как звенья четырехполюсников.....	215
5.2.1 Виброизоляция упругой прокладки.....	219
5.2.2 Опорная виброизоляция.....	222
5.3 Основные конструкции виброизоляторов.....	225
5.4 Связь между виброизоляцией и вибропоглощением.....	228
5.5 Динамические виброгасители.....	228
5.6 Активные системы виброзащиты.....	231
5.7 Вибродемпфирование конструкций.....	232
5.7.1 Вибропоглощающие покрытия и материалы.....	236
5.7.2 Взаимосвязь эффектов вибродемпфирования и виброизоляции. .	240
6 Примеры расчетов и решения задач.....	241
Список использованных источников.....	257
Приложение А.....	258
Приложение Б.....	259
Приложение В.....	260
Приложение Г.....	261
Приложение Д.....	263
Приложение Е.....	264
Приложение Ж.....	266
Приложение З.....	267
Приложение И.....	268
Приложение К.....	269

Введение

Прошлый XX век стал этапом научно-технического прогресса, характеризующимся созданием мощных высокоскоростных машин со сложной динамикой и металлоемкостью, большой плотностью размещения оборудования на производственных площадях. Однако рост технико-экономических показателей машин и производства сопровождается повышением шума и вибрационной активности технических систем, расширением зон и увеличением времени воздействия этих вредных факторов на работающих и окружающих. Увеличение шума объясняется двумя факторами:

1) шум пока еще является злом, неосознанным подавляющим большинством людей.

2) мощность современных промышленных механизмов, всех видов транспорта и бытовых агрегатов непрерывно возрастает, в то время как мероприятия по снижению шума недостаточно эффективны.

В результате человек-оператор подвергается действию вредного производственного фактора, который может вызвать профессиональную болезнь. Кроме того, установлено, что шум понижает работоспособность при умственном труде примерно на 60 %, а при физическом – на 30 %.

Проблема борьбы с шумом, которая является неотъемлемой частью безопасности жизнедеятельности и защиты окружающей среды в нашей стране и за рубежом, стала одной из важнейших.

Создание новой техники с форсированными параметрами по скорости, мощности, нагрузкам, появление новых отраслей промышленности и интенсификация уже существующих технологических процессов часто сопровождаются вместе с увеличением уровней шума увеличением прерывистых и импульсных шумов, расширением спектра в сторону ультра- и инфракрасного диапазонов. Наряду с этим даже относительно низкие уровни шума создают дополнительные требования к организму человека в процессе его трудовой деятельности. Воздействие шума зачастую сочетается с воздействием других вредных факторов – вибрации, излучений и т.п. Это также повышает требования к снижению шума.

Борьба с шумом является комплексной проблемой, связанной с решением гигиенических, технических, управленческих и правовых задач.

Проблема снижения шума на производстве включает две связанные между собой задачи: во-первых, снижение шума на рабочих местах, территории предприятия и прилегающей к нему жилой зоне, как одну из задач производственной гигиены и санитарии и, во-вторых, снижение шума изготавливаемых предприятиями машин и оборудования; требования к шумовым характеристикам машин и оборудования обязательно содержатся в технических условиях и стандартах на них.

Общим свойством физических процессов (механические колебания: шум, инфразвук, ультразвук, вибрация) является то, что они связаны с переносом энергии, которая при сверхнормативных показателях по величине и частоте может вызывать различные заболевания, создавать дополнительные опасности.

Поэтому необходимо: изучать свойства этих опасных явлений; изучать современные нормативные документы; уметь измерить параметры колебаний и знать методы защиты от них.

История развития акустики. Акустика - одна из самых древних областей знания, зародившаяся из потребности дать объяснение явлениям слуха и речи и в особенности музыкальным звукам и инструментам. Акустика (от греч. *akustikos* - слуховой, слушающийся), в узком смысле слова - учение о звуке, т. е. об упругих колебаниях и волнах в газах, жидкостях и твёрдых телах, слышимых человеческим ухом; в широком смысле - область физики, исследующая упругие колебания и волны от самых низких частот до предельно высоких частот, их взаимодействия с веществом и применения этих колебаний (волн). Ещё древнегреческий математик и философ Пифагор (6 в. до н. э.) обнаружил связь между высотой тона и длиной струны или трубы; Аристотель (4 в. до н. э.) понимал, что звучащее тело вызывает сжатия и разрежения воздуха, и объяснял эхо отражением звука от препятствий.

Период средневековья мало что дал развитию акустики; ее прогресс становится заметным, начиная с эпохи Возрождения. Итальянский учёный Леонардо да Винчи (15-16 вв.) исследовал отражение звука, сформулировал принцип независимости распространения звуковых волн от разных источников.

Историю развития акустики, как физической науки, можно разбить на три периода. Первый период - от начала 17 в. до начала 18 в. - характеризуется исследованиями системы музыкальных тонов, их источников (струны, трубы), скорости распространения звука. Г. Галилей обнаружил, что звучащее тело испытывает колебания и что высота звука зависит от частоты этих колебаний, а интенсивность звука - от их амплитуды. Французский учёный М. Мерсенн, следуя Галилею, уже мог определить число колебаний звучащей струны; он впервые измерил скорость звука в воздухе. Так, в 1636г. скорость звука определялась Марсенном следующим образом: исследовалось распространение звука выстрела, а отсчет времени производился по числу ударов пульса. Р. Гук (Англия) устанавливает на опыте пропорциональность между деформацией тела и связанным с ней напряжением - основной закон теории упругости и акустики, а Х. Гюйгенс (Голландия) - важный принцип волнового движения, названный его именем.

Второй период охватывает два века - от создания основ механики И. Ньютоном (конец 17 в.) и до начала 20 в. В этот период акустика развивается как раздел механики. Создаётся общая теория механических колебаний, излучения и распространения звуковых (упругих) волн в среде, разрабатываются методы измерения характеристик звука (звукового давления в среде, импульса, энергии и потока энергии звуковых волн, скорости распространения звука). Диапазон звуковых волн расширяется и охватывает как область инфразвука (до 16 гц), так и ультразвука (свыше 20 кгц). Выясняется физическая сущность тембра звука (его "окраски").

С работ Ньютона начинается расцвет классической физики. Механика, гидродинамика и теория упругости, теория волн, акустика и оптика развиваются в тесной связи друг с другом. Члены Петербургской Академии наук Л. Эйлер и Д. Бернулли и французские учёные Ж. Д'Аламбер и Ж. Лагранж разрабатывают

теорию колебаний струн, стержней и пластинок, объясняют происхождение обертонов. Немецкий учёный Э. Хладни (конец 18 - начало 19 вв.) экспериментально исследует формы звуковых колебаний, совершаемых различными звучащими телами – мембранами, пластинами, колоколами. Хладни определял скорость звуков по колеблющимся стержням, звучащим трубкам. Он использовал также распределение легких частиц по колеблющейся поверхности, называемое теперь фигурами Хладни. Скорость распространения звука в воде была измерена на Женевском озере Колладоном и Штурмом в 1826 г. Они использовали в качестве источника звука колокол, а прием осуществляли с помощью опущенной в воду трубы, конец которой был закрыт тонкой мембраной. Время прохождения звука в воде определялось по световой вспышке, сопровождающей удар колокола, регистрировалось секундомером. Т. Юнг (Англия) и О. Френель (Франция) развивают представления Гюйгенса о распространении волн, создают теорию интерференции и дифракции волн. Х. Доплер (Австрия) устанавливает закон изменения частоты волны при движении источника звука относительно наблюдателя. Огромное значение не только для акустики, но и для физики в целом имело создание методов разложения сложного колебательного процесса на простые составляющие - анализа колебаний - и синтеза сложных колебаний из простых. Математический метод разложения периодически повторяющихся процессов на простые гармонические составляющие был найден французским учёным Ж. Фурье. Экспериментально анализ звука - разложение его в спектр гармонических колебаний с помощью набора резонаторов - и синтез сложного звука из простых составляющих осуществил немецкий учёный Г. Гельмгольц. Подбором камертонов с резонаторами Гельмгольцу удалось искусственно воспроизвести различные гласные. Он исследовал состав музыкальных звуков, объяснил тембр звука характерным для него набором добавочных тонов (гармоник). На основе своей теории резонаторов Гельмгольц дал первую физическую теорию уха как слухового аппарата. Его исследования заложили основу физиологической акустики и музыкальной акустики. Весь этот этап развития акустики подытожен английским физиком Рэлеем (Дж. Стретт) в его классическом труде "Теория звука". Таким образом в середине 19 в. крупнейшими физиками мира — Гельмгольцем, Рэлеем, Лебедевым на основе предыдущих работ Эйлера, Бернулли, Фурье, Пуассона была создана теория акустики, основные положения которой проверялись экспериментально. Измерение колебательной скорости частиц, звукового давления в 19 в. производилось для отдельных частных случаев, легко поддающихся расчету. В качестве инструментальных методов использовались фигуры Хладни, труба Кундта, чувствительные пламена. Тщательно продумывалась методика измерений, позволяющая простейшими средствами получать надежные количественные результаты. В конце 19 в. было предложено несколько методов измерения интенсивности звука — радиометрический, манометрический, метод диска Рэлея. Действие диска Рэлея основано на том, что при обтекании диска частицами колеблющейся среды возникают силы, стремящиеся повернуть его поперек направления движения звуковых волн.

На рубеже 19 и 20 вв. важные работы по акустике были выполнены русским физиком Н. А. Умовым который ввёл понятие плотности потока энергии

для упругих волн. Американский учёный У. Сэбин заложил основы архитектурной акустики. На основе экспериментальных исследований он в конце прошлого века установил соотношения между временем реверберации в помещениях, их размерами и поглощением поверхностей. Сэбин проводил измерения при помощи секундомера, на слух определяя после выключения источника время спада интенсивности в миллион раз. Насколько удачно была выбрана методика проведения исследований свидетельствует то, что числовые коэффициенты, найденные Сэбином, остаются справедливыми и в наше время. Русский физик П. Н. Лебедев (вместе с Н. П. Неклепаевым) выделил из резкого звука электрической искры ультразвуковые волны с частотами до нескольких сот кгц и исследовал их поглощение в воздухе. Интересная экспериментальная работа, посвященная действию звуковых волн на акустические резонаторы, была выполнена П. Н. Лебедевым, впоследствии тончайшими экспериментами определившим давление света.

К началу 20 в. интерес к акустике ослабевает: акустику считают теоретически и экспериментально завершённой областью науки, в которой остались нерешёнными лишь задачи частного характера.

Третий, современный период в истории акустики, начинающийся в 20-х гг. 20 в., связан, прежде всего, с развитием электроакустики и созданием радиотехники и радиовещания. Перед акустикой встал новый круг проблем - преобразование звуковых сигналов в электромагнитные и обратно, их усиление и неискажённое воспроизведение. В то же время радиотехника и электроакустика открыли невиданные ранее возможности развития акустики. Электроакустика появилась ещё в последней четверти 19 в. В 1876 был изобретён телефон (Белл, США), в 1877 - фонограф (Эдисон, США). В 1901 была разработана магнитная запись звука, применённая затем в магнитофоне и звуковом кино. В начале 19 в. электромеханические преобразователи звука были применены в громкоговорителях, а в 20-х гг. стали основой всей современной акустической аппаратуры.

В 1906—1908 гг. В. Д. Зернов произвел тщательное экспериментальное сопоставление известных методов измерения интенсивности звука и сформулировал условия и ограничения этих методов. Ряд ученых (В. Кёниг, И. Г. Русаков, Л. Б. Ланганс и др.) в последующие годы провели исследования, уточняющие пределы применимости метода диска Рэлея и численные формулы для его модификаций. Несмотря на некоторые конструктивные неудобства и сложности, звукомерный диск и в наше время используется в метрологической практике. В метрологии большое значение имеет своеобразный консерватизм: новые методы несут новые, пока неизвестные, погрешности, а старые методы, даже если они громоздки и неудобны, но хорошо исследованы. Сопоставление же результатов измерений одних и тех же величин разными методами позволяет выявить систематические погрешности, неизбежно присущие любому методу.

В 1903 г. В. Я. Альтберг измерил радиационное давление звука и разработал метод определения интенсивности звука по величине давления, создаваемого звуком, падающим на препятствие, с помощью радиометров.

Ученик П. Н. Лебедева А. Б. Млодзеевский в 1910 г. провел тщательные измерения скорости звука в свободном сухом воздухе на частотах 10 и 33 кГц, т. е. впервые измерил скорость ультразвуковых волн в воздухе и показал независимость скорости звука от частоты колебаний.

В 1911 г. И. П. Неклепаев создал установку для измерения поглощения ультразвуковых волн в воздухе в диапазоне от 130 до 400 кГц, а П. Н. Лебедев показал необходимость привлечения для объяснения полученных результатов молекулярных представлений о строении вещества.

Электронная лампа дала возможность усиления чрезвычайно слабых акустических сигналов, преобразованных в электрические. Были разработаны методы радиоакустических измерений, анализа и воспроизведения звука. Эти новые возможности революционизировали акустику, превратив её из считавшейся завершенной области механики в самостоятельный раздел современной физики и техники.

Развитие электронной техники, создание стабильных генераторов электрических колебаний, радиоизмерительных приборов и методов электрических измерений позволили совершенно перестроить технику акустических измерений. Стало возможным определять частоту колебаний с очень высокой степенью точности. Это подняло на новую ступень большое число резонансных методов измерения (определение скорости звука, поглощения, динамических модулей материалов). Появилась аппаратура для дистанционных, телеметрических измерений на неограниченном расстоянии от источника звука. Были созданы измерительные электроакустические преобразователи — стабильные, устойчивые приемники и излучатели звука: конденсаторный микрофон Вента, измерительные излучатели Рейса и Келлога. На основе оптического метода записи звука начало действовать звуковое кино. Получила развитие магнитная запись звука, сначала на проволоку, затем на ферромагнитную ленту. Регистрация звука производилась с помощью шлейфных осциллографов и быстродействующих самописцев уровней, а визуальное наблюдение временных процессов — на экранах осциллографов.

Успехи радиотехники и электроники «повлияли на развитие методов анализа акустических процессов. Можно констатировать, что значительная часть современных методов акустических измерений (резонансные, мостовые, компенсационные методы, методы стоячей волны) была известна еще до второй мировой войны.

В 1934 г. в книге Олсона и Масса «Прикладная акустика»(США) был собран опыт промышленного применения электроакустики, приведены сведения об электроакустической аппаратуре, а также материал, посвященный измерениям.

Обобщение мировой практики акустических измерений было впервые выполнено в Советском Союзе. В монографиях по акустическим измерениям Л. Л. Мясниковым (1937 г.) и А. И. Беловым (1941 г.) приведен обзор публикаций по важнейшим методам измерений — резонансным, компенсационным, анализу колебаний, методам акустической оценки помещений. В ряде разделов эти работы не устарели и в наше время.

Период второй мировой войны во всех странах послужил толчком к развитию направлений экспериментальной акустики. Особенно это сказалось на развитии импульсной техники для гидроакустических исследований, на создании устройств военной техники, а также в экспериментальных исследованиях по снижению шумности судовых механизмов и машин.

Послевоенный период развития акустических измерений характеризуется рядом особенностей. Главная из них — выход экспериментальной техники за пределы научных учреждений. Электроакустика настолько широко вошла в промышленность, быт населения, что необходимость проведения разнообразных акустических измерений возросла во много раз. Все заводы-изготовители многообразных устройств, включающих электроакустические элементы (телефоны, радиоприемники, телевизоры, приемо-передающие устройства), вынуждены осуществлять акустические измерения для оценки свойств своей продукции. Очень широко применяется электроакустика на судах — в эхолотах, рыболокаторах, навигационных устройствах; на военных кораблях используется соответствующая гидроакустическая техника. Забота о здоровье человека поставила вопрос о нормализации шума на производстве, в судовых и других помещениях. Во всех этих случаях необходим акустический контроль, т. е. измерение тех или иных акустических характеристик помещений.

Развитие акустики в 1-й половине 20 в. получило мощный импульс в связи с запросами военной техники. Задача определения положения и скорости самолёта (звуковая локация в воздухе), подводной лодки (гидролокация), определение места, времени и характера взрыва, глушение шумов самолёта - все эти проблемы требовали более глубокого изучения механизма образования и поглощения звука, распространения звуковых (в частности, ультразвуковых) волн в сложных условиях. Проблемы генерации звука стали предметом обширных исследований и в связи с развитием общей теории колебаний, охватывающей воедино механические, электрические и электромеханические колебательные процессы. В 20-х и 30-х гг. много работ было посвящено теории автоколебаний - самоподдерживающихся колебаний системы, связанной с постоянным источником энергии; большой вклад в разработку этой теории внесла советская школа физиков, возглавлявшаяся Л. И. Мандельштамом и Н. Д. Папалекси. Особый интерес вызвал вопрос о распространении звуковых волн большой интенсивности (например, взрывных волн); работы русских физиков А. А. Эйхенвальда и Н. П. Андреева в этой области внесли значительный вклад в нелинейную акустику. предметом исследования которой являются мощные звуковые поля. М. Лайтхилл (Англия. 1952) дал общую теорию аэродинамической генерации звука, изучающую возникновение звука в движущейся среде за счёт неустойчивости потока газа. Н.П. Андреев и И.Г. Русаков (1934). Д. И. Блохинцев (1947) разработали основы акустики движущихся сред.

Первые успехи в гидроакустике были достигнуты французским физиком П55. Ланжевенном (1916), применившим ультразвуковые волны для измерения глубины моря и обнаружения подводных лодок. Явление сверхдальнего распространения звука взрыва в море в подводных звуковых каналах было открыто независимо американскими учёными (М. Ивингом и Д. Ворцелем. 1944) и советскими учёными (Л. М. Бреховских, Л. Д. Розснбергом, 1946). Проблемам звуко-

поглощения и звукорассеяния которые приобрели особую актуальность в связи с развитием архитектурной и строительной акустики, были посвящены исследования С. Н. Ржевкина, Г. Д. Малюжинца и В. В. Фурдуева. Большое внимание было уделено изучению акустических шумов и методам их устранения.

Изучение влияния структуры среды на распространение звука в свою очередь создало возможность применения звуковых волн для зондирования среды, в частности атмосферы; это привело к развитию атмосферной акустики.

В последние два десятилетия чрезвычайно большое значение приобрели исследования ультразвука, особенно высоких частот и больших интенсивностей, ставшего средством изучения структуры и свойств вещества. Ещё в 20-х гг. советский учёный С. Я. Соколов применил ультразвук для дефектоскопии металлов. В Германии Х. О. Кнезер (1933) обнаружил явление сильного поглощения и дисперсии ультразвука в многоатомных газах. Позднее дисперсия и аномальное поглощение ультразвука были обнаружены также и в жидкостях. Общая теория этих явлений, так называемая релаксационная теория, была дана Л. И. Мандельштамом и М. А. Леонтовичем (1937). Ультразвуковые колебания высокой частоты вызывают также перестройку структуры жидкостей, диссоциацию молекул и многие другие эффекты. На стыке акустики и оптики Мандельштам (1918, 1926) и Л. Бриллюэн (Франция, 1922) создали теорию рассеяния света на ультразвуковых волнах в жидкостях и твёрдых телах. Это явление оказалось важным для изучения молекулярной структуры вещества.

Круг вопросов, связанных с влиянием молекулярной структуры вещества на распространение ультразвука, называют молекулярной акустикой, которая изучает поглощение и дисперсию ультразвука, в многоатомных газах, жидкостях и твёрдых телах. Ультразвук оказался не только средством исследования, но и мощным орудием воздействия на вещество.

Важное значение приобрели исследования гиперзвука (частоты 1 Гц и выше). Интенсивно исследуются взаимодействия гиперзвуковых волн с электронами в металлах и полупроводниках.

Глубокие преобразования произошли и в старых разделах акустики. В середине 20 в. начинается быстрое развитие психофизиологической акустики, вызванное необходимостью разработки методов неискажённой передачи и воспроизведения множества звуковых сигналов - речи и музыки - по ограниченному числу каналов связи. Эти вопросы акустики входят в круг проблем общей теории информации и связи. Исследовались механизмы образования различных звуков речи, характер их звукового спектра, основные показатели качества речи, воспринимаемой на слух. Созданы приборы видимой речи, дающие видимые изображения различных звуков. Разрабатываются методы кодирования речи (сжатой передачи её основных элементов) и её расшифровки (синтеза), развернулись исследования механизмов слухового восприятия, ощущения громкости, определения направления прихода звука (венгерский учёный Д. Бекеш). В этой области акустика сомкнулась с физиологией органов чувств и биофизикой.

Таким образом, современная акустика по своему содержанию и значению далеко перешагнула те границы, в которых она развивалась до 20 в.

Основные разделы акустики. Современную акустику подразделяют на общую, прикладную и психофизиологическую.

Общая акустика занимается теоретическим и экспериментальным изучением закономерностей излучения, распространения и приёма упругих колебаний и волн в различных средах и системах; условно её можно разделить на теорию звука, физическую акустику и нелинейную акустику. Теория звука пользуется общими методами, разработанными в теории колебаний и волн. Для колебаний и волн малой амплитуды принимается принцип независимости колебаний и волн (суперпозиции принцип), на основе которого определяют звуковое поле в разных областях пространства и его изменение во времени.

На распространение, генерацию и приём упругих волн оказывает влияние огромное число факторов, связанных со свойствами и состоянием среды. Рассмотрением этого занимается физическая акустика. К её задачам относятся, в частности, изучение зависимости скорости и поглощения упругих волн от температуры и вязкости среды и др. факторов.

К важным вопросам физической акустики относятся также взаимодействие элементарных звуковых волн (фононов) с электронами и фотонами. Эти взаимодействия становятся особенно существенными на очень высоких ультразвуковых и гиперзвуковых частотах при низких температурах. В области таких частот и температур начинают проявляться квантовые эффекты. Этот раздел физики акустики иногда называют квантовой акустикой. Нелинейная акустика изучает интенсивные звуковые процессы, когда принцип суперпозиции не выполняется и звуковая волна при распространении изменяет свойства среды. Этот раздел акустики, очень сложный в теоретическом отношении, быстро развивается (как и теория нелинейных волновых процессов в оптике и электродинамике).

Прикладная акустика - чрезвычайно обширная область, к которой относятся прежде всего электроакустика. Сюда же относятся акустические измерения - измерения величин звукового давления, интенсивности звука, спектра частот звукового сигнала и т. д. Архитектурная и строительная акустика занимается задачами получения хорошей слышимости речи и музыки в закрытых помещениях и снижением уровней шума, а также разработкой звукоизолирующих и звукопоглощающих материалов. Прикладная акустика изучает также шумы и вибрации и разрабатывает способы борьбы с ними. Изучением распространения звука в океане и возникающими при этом явлениями: рефракцией звука, реверберацией при отражении звукового сигнала от поверхности моря и его дна, рассеянием звука на неоднородностях и т. д. занимаются гидроакустика и гидролокация.

Атмосферная акустика исследует особенности распространения звука в атмосфере, обусловленные неоднородностью её структуры, и является частью метеорологии. Геоакустика изучает применения звука в инженерной геофизике и геологии.

Огромное прикладное значение как в технике физического эксперимента так и в промышленности, на транспорте, в медицине и др. имеют ультразвук и гиперзвук. Например, в измерительной технике - ультразвуковые линии задержки, измерение сжимаемости жидкостей, модулей упругости твёрдых тел и т. д.; в промышленном контроле - дефектоскопия металлов и сплавов, контроль

протекания химических реакций и т. д.; технологические применения - ультразвуковое сверление, очистка и обработка поверхностей, коагуляция аэрозолей и др.

Психофизиологическая акустика занимается изучением звукоизлучающих и звукопринимающих органов человека и животных, проблемами речеобразования, передачи и восприятия речи. Результаты используются в электроакустике, архитектурной акустике, системах передачи речи, теории информации и связи, в музыке, медицине, биофизике и т. п. К её разделам относятся: речь, слух, психологическая акустика, биологическая акустика.

Вопросами акустики в России занимаются: в Москве - Акустический институт АН РФ, Научно-исследовательский институт строительной физики, Научно-исследовательский кинофотоинститут, институт звукозаписи; в Санкт-Петербурге - институт радиоприёма и акустики; ряд отраслевых институтов, а также большое число лабораторий и кафедр в университетах и вузах страны.

Научные проблемы акустики освещаются в различных физических журналах, а также в специальных акустических журналах: "Акустический журнал" (М., с 1955), "Acustica" (Sluttgart. с 1951), "Journal of the Acoustical society of America" (N. Y., с 1929) и др.

1 Физические характеристики звуковых волн и источников звука

1.1 Звуковое поле. Уравнения акустики жидкости и газа

Изменение состояния среды при распространении звуковой волны характеризуется звуковым давлением p – превышением давления над давлением в невозмущенной среде в Па, плотностью среды ρ в кг/м³ и вектором скорости колебаний частиц среды \vec{v} в м/с. Область среды, в которой распространяются звуковые волны, называют звуковым полем.

Распространение волн в жидкостях и газах подчиняется нелинейным уравнениям аэрогидродинамики – уравнениям движения, неразрывности и состояния, точное решение которых представляет значительные трудности. Поэтому в акустике для описания звукового поля используют приближенные уравнения, которые получаются при линеаризации уравнений аэрогидродинамики, что возможно для большинства реальных звуковых процессов. Если частота звука не очень велика и распространение звуковых волн (звука) рассматривается на не слишком большие расстояния, то, как правило, можно пренебречь влиянием вязкости и теплопроводности, тогда акустические уравнения поля в неподвижной однородной среде будут иметь следующий вид.

Уравнение движения (Эйлера) в проекции на ось x

$$\rho \cdot \frac{\partial v_x}{\partial t} + \frac{\partial p}{\partial x} = F_x ; \quad (1.1)$$

уравнение неразрывности

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \left(\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial v_{xz}}{\partial z} \right) = m ; \quad (1.2)$$

уравнение состояния

$$p = c^2 \rho' . \quad (1.3)$$

В формулах (1.1) – (1.3) v_x , v_y , v_z – проекции скорости частиц среды на оси x , y , z прямоугольной (декартовой) системы координат; F_x – проекция на ось x сторонней силы, приложенной к единичному объему среды; m – производительность источников – дополнительная масса, поступающая за единицу времени в единичный объем; $\rho' = \rho - \rho_0$ – изменение плотности среды, ρ_0 – плотность невозмущенной среды; c – скорость звука; K – объемный модуль упругости (всестороннего сжатия). Уравнения Эйлера в проекции на оси y и z получаются заменой x в уравнении (1.1) соответственно на y и z .

Уравнения (1.1) – (1.3) можно решить относительно звукового давления

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} - \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} - \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} = \frac{\partial m}{\partial t} - \frac{\partial F_x}{\partial t} - \frac{\partial F_y}{\partial t} - \frac{\partial F_z}{\partial t} . \quad (1.4)$$

При отсутствии источников звука в среде $F=0$, $m=0$, правая часть уравнения (1.4) равна нулю и распространение звука подчиняется волновому уравнению

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} - \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} - \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} = 0 \quad (1.5)$$

Уравнение (1.5) линейно, поэтому, если p_1 и p_2 – его решения, то $p_1 + p_2$ также его решение, т.е. волны распространяются независимо друг от друга.

В большинстве случаев на практике звуковые поля являются безвихревыми (потенциальными), т.е. существует потенциал скоростей φ – функция координат и времени, связанная со скоростью частиц среды соотношениями

$$v_x = \frac{\partial \varphi}{\partial x}, v_y = \frac{\partial \varphi}{\partial y}, v_z = \frac{\partial \varphi}{\partial z}. \quad (1.6)$$

Потенциал скоростей φ и плотность среды ρ также удовлетворяют волновому уравнению (1.5) в той части среды, в которой нет источников звука. Потенциал скоростей является удобным инструментом при решении многих задач акустики, поскольку вместо трех неизвестных функций v_x , v_y , v_z остается только одна – φ . Звуковое давление связано с потенциалом скоростей соотношением

$$p = -\rho \frac{\partial \varphi}{\partial t}. \quad (1.7)$$

В сферической системе координат (рисунок 1.1) волновое уравнение в области, свободной от источников звука, имеет вид

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} - \frac{\partial^2 p}{\partial r^2} - \frac{2}{r} \frac{\partial p}{\partial r} - \frac{1}{r^2 \sin \theta} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\sin \theta \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) - \frac{1}{r^2 \sin^2 \theta} \frac{\partial^2 p}{\partial \varphi^2} = 0. \quad (1.8)$$

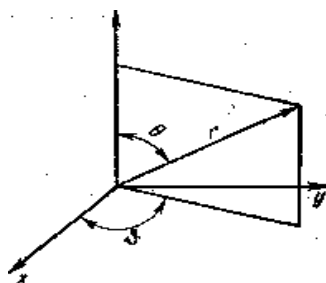


Рисунок 1.1 – Сферическая система координат

Простейшими звуковыми волнами являются плоские. Они зависят только от одной декартовой координаты, например x . Любая плоская волна может быть представлена следующим решением уравнения (1.5):

$$p = p_1 + p_2, \quad p_1 = \psi_1\left(t - \frac{x}{c}\right), p_2 = \psi_2\left(t + \frac{x}{c}\right), \quad (1.9)$$

где ψ_1 и ψ_2 - произвольные одной переменной.

Величина p_1 описывает плоскую волну, распространяющуюся в положительном направлении оси x со скоростью c (прямую волну), p_2 - плоскую волну, бегущую в отрицательном направлении оси x с той же скоростью (обратную волну). Скорость звука c в воздухе при температуре 20°C и атмосферном давлении 105 Па (нормальные атмосферные условия) равна 344 м/с .

Скорость частиц среды в прямой волне v_1 связана со звуковым давлением соотношением $v_1 = p_1/\rho c$, в обратной $v_2 = -p_2/\rho c$. Из этих формул следует, что в точках, где давление положительно, частицы движутся в направлении распространения волны, а в точках с отрицательным давлением - в обратном направлении. Отношение звукового давления к скорости частиц в плоской бегущей волне

$$p_1 / v_1 = \rho c \quad (1.10)$$

одинаково во всех точках. Оно называется волновым сопротивлением среды. Для воздуха при нормальных атмосферных условиях $\rho c = 420 \text{ Н} \cdot \text{с/м}^3$.

К простейшим относятся сферически-симметричные волны, зависящие помимо времени только от расстояния до центра. Звуковое давление в любой сферически-симметричной волне удовлетворяет уравнению (1.8) и может быть представлено в виде

$$p = \frac{\psi_1\left(t - \frac{r}{c}\right)}{r} + \frac{\psi_2\left(t + \frac{r}{c}\right)}{r}. \quad (1.11)$$

Первое слагаемое в правой части (1.11) описывает расходящуюся из центра волну, второе - сходящуюся. В отличие от плоских волн звуковое давление в сферических волнах убывает с увеличением расстояния от центра.

1.2 Интенсивность звука. Плотность звуковой энергии. Звуковая мощность

Перенос энергии при распространении звуковой волны характеризуют вектором мгновенной интенсивности звука (плотности потока звуковой мощности), Вт/м^2 ,

$$\vec{I}_t = p\vec{v}. \quad (1.12)$$

Его среднее по времени значение называют вектором интенсивности звука. Проекция вектора (вектора) на нормаль n к какой-либо площадке $I_n = p v_n$ ($I_n =$) равна мгновенному (среднему по времени) значению потока звуковой мощности через единицу площади данной площадки. В акустических расчетах часто рассматривают проекцию вектора интенсивности звука I_n на какое-либо определенное направление n , при этом индекс опускают и пишут I .

В случае гармонических звуковых волн скорость частиц \vec{v} можно разбить на два слагаемых: $\vec{v} = \vec{v}^{(1)} + \vec{v}^{(2)}$, первое из которых синфазно со звуковым давлением p , а второе – сдвинуто по фазе на 90° . Величину $\vec{v}^{(1)}$ называют вектором активной интенсивности, а $\vec{v}^{(2)}$ – вектором реактивной интенсивности. Среднее по времени значение первого из них равно, а второго – нулю.

Другой энергетической характеристикой звукового поля является плотность звуковой энергии ω , Дж/м³, равная усредненной по времени сумме потенциальной и кинетической энергии волны в данной точке среды.

Интенсивность звука и плотность звуковой энергии тесно связаны с величинами, определяющими физиологическое воздействие звука на человека.

Источник звука (излучатель) характеризуется звуковой (акустической) мощностью, частотным спектром излучения и характеристикой направленности.

Звуковой мощностью P , Вт, источника звука называют общую звуковую энергию, излучаемую им в единицу времени. Она определяется потоком интенсивности звука через замкнутую поверхность площадью S , окружающую источник звука,

$$P = \oint_n I_n dS \quad (1.13)$$

где n – внешняя нормаль к указанной поверхности.

Большинство реальных источников излучают звук неодинаково в различных направлениях. Неравномерность излучения звука источником по направлениям характеризуют фактором (коэффициентом) направленности Φ , равным отношению интенсивности звука, создаваемого источником в свободном поле в данной точке сферы, в центре которой он находится, к средней интенсивности звука на поверхности той же сферы:

$$\Phi = I_n / I_{cp}; \quad I_{cp} = P / 4\pi r^2, \quad (1.14)$$

где r - радиус указанной сферы. Величина Φ нормирована и подчиняется соотношению

$$\oint \Phi d\Omega = 4\pi, \quad (1.15)$$

где $d\Omega$ – элемент телесного угла 4π , в который излучается звук.

Направленность излучений характеризуют также отношением интенсивности звука или звукового давления в данной точке пространства к интенсивности или звуковому давлению на оси излучателя на таком же расстоянии от последнего. Однако в технике борьбы с шумом эти величины используются реже.

1.3 Уровни величин

Интенсивность звуков, с которыми приходится иметь дело на практике борьбы с шумами, изменяется в очень широких пределах – на 15 порядков (в 1015 раз). Кроме того, по закону Вебера-Фехнера раздражающее действие шума на человека пропорционально не квадрату звукового давления, а логарифму от него. Поэтому на практике пользуются уровнями в дБ:

интенсивности звука

$$L_I = 10 \lg I / I_0, \quad (1.16)$$

звукового давления

$$L = 10 \lg \frac{\overline{p^2}}{p_0^2}, \quad (1.17)$$

скорости частиц

$$L_v = 10 \lg \frac{\overline{v^2}}{v_0^2}, \quad (1.18)$$

где $I_0 = 10^{-12}$ Вт/м², $p_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ Па, $v_0 = 5 \cdot 10^{-8}$ м/с – соответственно исходные интенсивность звука, среднеквадратичное звуковое давление и скорость частиц. При нормальных атмосферных условиях для плоской волны $L_I = L$.

Уровень звуковой мощности (дБ) источника шума определяется соотношением

$$L_P = 10 \lg P / P_0 \quad (1.19)$$

где $P_0 = I_0 S_0 = 10^{-12}$ Вт – исходная мощность, равная мощности переносимой звуковой волной интенсивности I_0 через единичную площадку $S_0 = 1$ м².

Уровень суммы нескольких величин определяется по уровням последних L_i , $i = 1, 2, \dots, n$ соотношением

$$L_{\text{сум}} = 10 \lg(\sum_{i=1}^n 10^{0,1L_i}) \quad (1.20)$$

где n – число складываемых величин.

Если, например, средняя величина квадрата звукового давления в некоторой точке среды равна сумме величин средних квадратов звуковых давлений отдельных волн, пришедших в эту точку, то уровень звукового давления $L_{\text{сум}}$ в данной точке определяется формулой (1.20), причем L_i – уровень звукового давления для i -й волны в данной точке. Суммирование уровней выполняют по таблице 1.1 или номограммам. Если складываемые уровни одинаковы ($L_i = L$) то $L_{\text{сум}} = L + 10 \lg n$.

Таблица 1.1 - Таблица суммирования уровней

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

Чувствительность слуха падает с понижением частоты звука. Для того, чтобы приблизить результаты объективных измерений к субъективному восприятию, вводят понятия скорректированного уровня звукового давления (уровня звуковой мощности и т.п.). коррекция заключается в том, что вводятся зависящие от частоты звука поправки к уровню соответствующей величины. Эти поправки стандартизированы в международном масштабе.

Наиболее употребительна коррекция А. Скорректированный уровень звукового давления

$$L_A = L - \Delta L_A$$

называется уровнем звука и измеряется в дБ (А).

Стандартное значение коррекции ΔL_A приведено в таблице 1.2.

Таблица 1.2 – Стандартное значение коррекции ΔL_A

Частота, Гц	16	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Коррекция ΔL_A , дБ	80	42	26,3	16,1	8,6	3,2	0	-1,2	-1,0	1,1

Суммарный уровень звука со сложным спектральным составом определяется по уровням звука составляющих по формуле (1.20), куда вместо L_i подставляется L_{Ai} .

1.4 Гармонические колебания и волны. Импеданс

Гармонические колебания и волны занимают особое положение в акустике по следующим причинам. В большинстве случаев на практике детерминированные или случайные колебания частицы в каждой точке среды могут быть представлены в виде суммы или интеграла гармонических колебаний разных частот. Поэтому вместо изучения распространения волн с любой зависимостью от времени можно изучать только гармонические волны, законы излучения, распространения, отражения, поглощения которых проще, чем у волн с иной зависимостью от времени. Другая причина состоит в том, что ухо обладает разной чувствительностью к звукам разных частот, поэтому для оценки воздействия шума на человека необходим частотный анализ последнего.

Звуковое давление в любой гармонической волне имеет вид

$$p = p' \cos(\omega t + \varepsilon), \quad (1.21)$$

где ω – угловая частота колебаний, c^{-1} ;

p' , ε – соответственно амплитуда и начальная фаза колебаний, зависящие только от координат.

Звук, определяемый соотношением (1.21), называется чистым тоном, его частота (Гц) $f = \omega/2\pi$, фаза колебаний $\omega t + \varepsilon$.

Аналогичный (1.21) вид имеет скорость точек среды.

Гармонические волны подчиняются уравнению Гельмгольца.

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} + k^2 p = 0, \quad (1.22)$$

где $k = \omega/c$ – волновое число, m^{-1} .

Интенсивность звука в гармонической волне определяется соотношением

$$I = (p' v' \cos \Psi) / 2, \quad (1.23)$$

где p' , v' – амплитуды звукового давления и скорости частиц среды в данной точке;

Ψ – сдвиг фаз между ними.

В практических акустических расчетах редко используют запись (1.21), чаще применяют комплексную форму

$$p = \hat{p} e^{i\omega t}, \quad (1.24)$$

где комплексная амплитуда, зависящая от положения точки; $j = \sqrt{-1}$ – мнимая единица.

Плоская гармоническая волна, бегущая в положительном направлении оси x в комплексной форме имеет вид

$$p = p'' e^{j(\omega t - kx + \varepsilon)}, \quad (1.25)$$

= const – амплитуда плоской волны.

Из формулы (1.25) следует, что плоская гармоническая волна является периодической не только по времени, но и в пространстве по координате x . Период изменения волны в пространстве, в частности расстояние между двумя максимумами или двумя минимумами звукового давления в волне,

$$\lambda = 2\pi/k = c/f \quad (1.26)$$

называется длиной волны. В звуковом диапазоне частот с ростом частоты длина волны в воздухе изменяется от нескольких десятков метров до нескольких сантиметров.

Средний по времени квадрат звукового давления в плоской волне в каждой точке среды

$$\bar{p}^2 = p''^2 / 2, \quad (1.27)$$

интенсивность звука в направлении распространения плоской волны

$$I =; \quad (1.28)$$

плотность звуковой энергии

$$\omega = \frac{\bar{p}^2}{\rho c^2} = I/c. \quad (1.29)$$

Скорость переноса звуковой энергии плоской волной равна скорости звука.

Для описания гармонических процессов в комплексной форме (1.24) в акустике широко используется понятие импеданса. Он определяется отношением комплексного давления к комплексной скорости:

$$Z = p/v \quad (1.30)$$

и не зависит от времени. С помощью импедансов характеризуют излучательные свойства источников звука, звукоизолирующие свойства ограждений, свойства звукопоглощающих поверхностей и др. Обычно импеданс является частотно зависимой комплексной величиной, которая может зависеть и от места его определения.

Интенсивность звука в данной точке среды можно вычислить через импеданс в той же точке по формуле

$$I = (\text{Re } Z) \quad (1.31)$$

1.5 Детерминированные и случайные процессы. Частотные спектры. Кепстр

Звуковое давление может быть однозначно определенным в каждый момент времени или носить случайный неопределенный характер. В первом случае говорят о детерминированном процессе, во втором – о случайном. Примером детерминированного процесса является шум воздушного винта, звук сирены. Периодические процессы, повторяющиеся через время T , называемое периодом, являются детерминированными. Примером случайного процесса является

шум воздушной струи. Совокупность детерминированных процессов может носить характер случайного процесса.

Случайные процессы делятся на стационарные и нестационарные. У первых среднее значение и функция автокорреляции не зависят от времени, вторые этим свойством не обладают. Стационарный случайный процесс называют эргодичным, если усреднение по ансамблю реализаций можно заменить усреднением по одной достаточно длинной реализации. Встречающиеся на практике шумы чаще всего являются эргодичными стационарными случайными.

Периодические шумы, стационарные случайные шумы и шумы, длящиеся конечный интервал времени, могут быть представлены в виде суммы (интеграла) гармонических шумов.

Периодический процесс (колебание) $p(t)$ в какой-либо точке среды разлагается в ряд Фурье

$$p(t) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} C_n e^{jn\omega_1 t}, \quad (1.32)$$

где угловая частота основного тона (основная угловая частота).

Величины C_n являются комплексными амплитудами отдельных гармоник периодического процесса и вычисляются по формуле

$$C_n = \frac{1}{T} \int_0^T p(t) e^{-jn\omega_1 t} dt \quad (1.33)$$

Ряд Фурье периодического процесса $p(t)$ в действительной форме имеет вид

$$p(t) = C_0 + \sum_{n=1}^{\infty} p_n \cos(n\omega_1 t + \varepsilon_n), \quad (1.34)$$

где $p_n = 2 |C_n|$, $\text{tg } \varepsilon_n = \text{Im}C_n / \text{Re}C_n$.

Постоянная составляющая C_0 для акустических процессов равна нулю. Гармоники имеют угловые частоты ω_n , кратные основной угловой частоте ω_1 , n – номер гармоники.

Совокупность амплитуд и начальных фаз составляющих периодический процесс гармоник называется соответственно спектрами амплитуд и фаз. Если оба спектра известны, то можно полностью восстановить процесс по формуле (1.34).

Обычно в практике борьбы с шумом достаточно знать спектр амплитуд, а фазы гармоник можно не учитывать.

Величину

$$\overline{p^2(t)} = \frac{1}{T} \int_0^T p^2(t) dt \quad (1.35)$$

называют средней мощностью периодического процесса $p(t)$, поскольку она однозначно связана с его энергетическими характеристиками. Если, например, $p(t)$ – звуковое давление, то величина $\overline{p^2(t)}$ характеризует интенсивность звука в данной точке. Из теории следует, что средняя мощность периодического процесса равна сумме мощностей гармоник, из которых он состоит ($C_0=0$):

$$\overline{p^2(t)} = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{p_n^2}{2} = \sum_{n=-\infty}^{\infty} |C_n|^2. \quad (1.36)$$

Таким образом, справедливо энергетическое суммирование составляющих процесса по мощности. Начальные фазы гармоник никакой роли при этом не играют.

Совокупность величин $p_n^2/2$ называется спектром мощности или энергетическим спектром процесса. Среднеквадратичное значение $[p^2(t)]^{1/2}$ называется действующим или эффективным значением процесса $p(t)$, $p_n^2/\sqrt{2}$ а – эффективным значением гармоник.

На практике встречаются почти периодические процессы, т. е. такие, которые состоят из гармонических составляющих с некратными частотами. Эти составляющие не являются гармониками. Для таких процессов среднюю мощность определяют соотношением

$$\overline{p^2(t)} = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T p^2(t) dt. \quad (1.37)$$

Она, как и в случае периодического процесса, равна сумме мощностей составляющих, т. е. выполняется соотношение (1.36).

Детерминированные процессы, которые длятся конечный интервал времени (периодические и почти периодические такими не являются), могут быть разложены в интеграл Фурье

$$p(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} C(\omega) e^{j\omega t} d\omega, C(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} p(t) e^{-j\omega t} dt. \quad (1.38)$$

Для таких процессов справедливо соотношение

$$\int_{-\infty}^{\infty} p^2(t) dt = \int_{-\infty}^{\infty} |C(f)|^2 df, \quad (1.39)$$

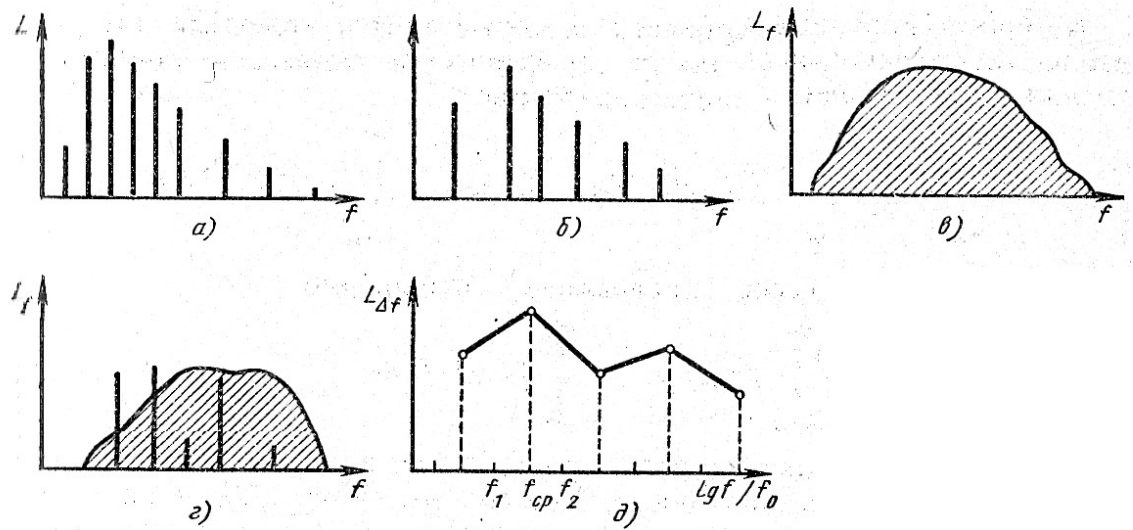
означающее, что полная энергия процесса [левая часть (1.39)] равна сумме энергий его составляющих. Поэтому величину $|C(f)|^2$ называют спектральной плотностью энергии процесса или его энергетическим спектром.

Стационарные случайные шумы нельзя разложить в ряд (1.32) или интеграл (1.38) Фурье. Тем не менее, они могут быть представлены в виде совокупности гармонических составляющих, обладают спектром мощности — распределением мощности процесса по частоте. Средняя мощность стационарного случайного процесса так же, как и в рассмотренных выше случаях, равна сумме мощностей гармонических колебаний, из которых он состоит:

$$\overline{p^2(t)} = \int_0^{\infty} |C(f)|^2 df, \quad (1.40)$$

где $P(f)$ – средняя мощность процесса, приходящаяся на полосу частот шириной 1 Гц, или его спектральная плотность мощности (энергетический спектр, спектр мощности).

При графическом изображении спектров мощности процессов по оси абсцисс (рисунок 1.2) откладывают частоту, а по оси ординат – спектр мощности или его уровень в дБ.



а – периодический процесс, линейчатый спектр; б – почти периодический процесс, линейчатый спектр; в – случайный процесс, сплошной спектр; г – смешанный процесс, смешанный спектр; д – спектр в полосах частот с постоянной относительной шириной; L , L_f , $L_{\Delta f}$ – уровни; f – частота, Гц; $f_0 = 1$ Гц.

Рисунок 1.2 - Примеры графического изображения спектров

Спектры периодического (рисунок 1.2, а) и почти периодического (рисунок 1.2, б) процессов являются дискретными линейчатыми, причем у первого, в отличие от второго, расстояние между соседними линиями кратны основной частоте.

Спектры ограниченного во времени детерминированного и стационарного случайного процессов являются сплошными (рисунок 1.2, в). Если процесс представляет собой наложение периодических и случайных процессов, то спектр имеет смешанный характер (рисунок 1.2, г), т. е. состоит из наложения сплошного и дискретного спектров.

При исследовании шумов обычно разбивают рассматриваемый диапазон на полосы частот и определяют мощность процесса, приходящуюся на каждую полосу. Различают полосы с постоянной абсолютной шириной полосы и с постоянной относительной шириной. В первом случае постоянна разность верхней f_2 и нижней f_1 граничных частот всех полос, во втором — их отношение. Чаще всего используют октавные ($f_2/f_1 = 2$) и 1/3-октавные ($f_2/f_1 = 1,26$) полосы постоянной относительной шириной.

При этом в качестве основной физической характеристики процесса выбирают не значения мощности в полосах частот, а уровни мощности. Уровень мощности сплошной части спектра в полосе 1 Гц в дБ называют уровнем спектра и обозначают L_f . уровень мощности (дБ) в полосе частот $\Delta f = f_2 - f_1$

$$L_{\Delta} = 10 \lg \left[\int_{f_1}^{f_2} 10^{0,1L_f} df + \sum_{i=1}^n 10^{0,1L_i} \right], \quad (1.41)$$

где L_i , $i = 1, 2, \dots, n$ — уровни мощности дискретных составляющих процесса с частотами, лежащими в рассматриваемой полосе. Соотношением (1.41), в частности, определяют частотный спектр звукового давления в расчетных точках и спектр излучения источников шума – распределение излучаемой ими звуковой мощности по частотам.

Пересчет спектра из узкополосного в широкополосный всегда возможен, обратное – только тогда, когда заранее известен характер узкополосного спектра (неизвестны только значения уровней).

Частотные спектры (1.41) представляют в табличной или графической форме. В обоих случаях указываются полосы частот, в которых определяются уровни и значения последних. Полосы частот характеризуются шириной и средними частотами. Для полос с постоянной абсолютной шириной средняя частота $f_{cp} = (f_1 + f_2)/2$, с постоянной относительной шириной $f_{cp} =$ — среднегеометрическое граничных частот полосы. Пример графического изображения спектра в полосах с постоянной относительной шириной приведен на рисунке 1.2, д.

При анализе случайных процессов в последнее время нередко используют неотрицательную функцию переменной τ , называемую кепстром. Его определяют соотношением

$$K(\tau) = \left\{ \int_0^{\infty} \lg P(\omega) \cos \omega \tau d\omega \right\}^2, \quad (1.42)$$

где $P(\omega)$ – спектральная плотность мощности процесса.

Причиной введения кепстра является то, что в отличие от функции автокорреляции он обладает следующим свойством: за исключением значения $\tau = 0$; кепстр близок к нулю для всех τ , если не имеется больших неоднородностей спектральной плотности $P(\omega)$ в периодически расположенных точках ω ; если же имеются такие неоднородности $P(\omega)$ при $\omega \pm n\omega(1)$, $n = 1, 2, \dots$ (фактически это означает, что на равномерный сплошной спектр налагается дискретный спектр гармонического ряда с указанными частотами), то кепстр отличен от нуля при $\tau = 0$ и $\tau = 2\pi/\omega(1)$. Когда в сигнале присутствуют несколько гармонических рядов с основными частотами $\omega(i)$, $i = 1, 2, 3, \dots$, кепстр отличен от нуля $\tau_i = 2\pi/\omega(i)$. Поэтому по характеру кепстра непосредственно решается вопрос о том, есть или нет в исследуемом процессе гармонические ряды, что обычно затруднительно установить по спектральной плотности мощности или автокорреляционной функции.

1.6 Корреляционный анализ

Корреляционные функции являются важнейшими характеристиками случайных процессов.

Автокорреляционная функция эргодичного стационарного случайного процесса $p_1(t)$ определяется формулой

$$R_{11}(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T p_1(t) p_1(t + \tau) dt, \quad (1.43)$$

из которой следует, что автокорреляционная функция является мерой вероятности связи процессов $p_1(t)$ и $p_1(t + \tau)$.

Автокорреляционная функция связана со спектральной плотностью мощности процесса (1.40) соотношениями

$$R_{11}(\tau) = \int_0^\infty P(\omega) \cos \omega \tau d\omega, \quad (1.44)$$

$$d\tau \cdot P(\omega) = \frac{2}{\pi} \int_0^\infty R_{11}(\tau) \cos \omega \tau d\tau$$

Поэтому по известной автокорреляционной функции можно определить спектральную плотность мощности процесса, и наоборот. Значение R_{11} при времени задержки $\tau = 0$, как видно из формул (1.43) или (1.44), равно мощности процесса.

Функция корреляции (взаимной корреляции) случайных процессов $p_1(t)$ и $p_2(t)$

$$R_{12}(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T p_1(t) p_2(t + \tau) dt, \quad (1.45)$$

характеризует вероятностную связь этих процессов. Процессы называют некогерентными, когда $R_{12}(\tau) = 0$. В последнем случае мощность суммы процессов $p_1 + p_2$ равна сумме мощностей процессов p_1 и p_2 :

$$\overline{p^2} = \overline{(p_1 + p_2)^2} = \overline{p_1^2} + \overline{p_2^2} + 2R_{12}(0) = \overline{p_1^2} + \overline{p_2^2}. \quad (1.46)$$

Комплексная функция пространственной корреляции (КФПК) процессов $p_1(t, M_1)$ и $p_2(t, M_2)$ (здесь M_1, M_2 – точки пространства) определяется соотношением

$$\overline{R_{12}}(M_1, M_2) = R'_{12}(M_1, M_2) + R''_{12}(M_1, M_2). \quad (1.47)$$

Функция пространственной корреляции рассматриваемых процессов

$$R'_{12}(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T p_1(t, M_1) p_2(t, M_2) dt. \quad (1.48)$$

Мнимая часть КФПК

$$R''_{12}(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T p_1(t, M_1) p_2^*(t, M_2) dt, \quad (1.49)$$

где $*$ – преобразование Гильберта функции p_2 ;

$$p_2^*(t, M) = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{p_2(\sigma, M)}{t - \sigma} d\sigma. \quad (1.50)$$

Комплексная функция имеет ряд преимуществ перед обычной пространственной корреляции. Первая в отличие от второй позволяет однозначно определить направления преимущественного распространения звуковых волн при анизотропии звукового поля, более удобна при оценке степени нарушения его диффузности.

Корреляционные методы, т. е. методы, основанные на исследовании корреляционных функций, нашли широкое применение в технике борьбы с шумом. Их используют при акустическом диагностировании машин – исследовании и разделении источников колебаний и шума, обнаружении дефектов или неисправностей машин акустическим методом. Они применяются при исследовании акустических свойств помещений, при измерении звукоизоляции ограждениями, звукопоглощения акустическими конструкциями, при измерении скорости звука в телах, идентификации типа звуковых волн и т. д. Корреляционные методы являются одним из основных инструментов исследования гидро- и аэродинамических шумов.

1.7 Источники звука

Реальные источники звука, которые, как правило, очень сложны, обычно можно представить в виде совокупности простейших источников: монополей, диполей, квадруполей. Другие простые источники, например, октополь, реже требуются для описания излучения шума реальными источниками. Излучение пластинами и оболочками рассмотрено в п. 1.8.4.

Гармоническим монополем называют источник звука, представляющий собой сферу, которая пульсирует (расширяется) гармонически по времени. Радиус этой сферы мал по сравнению с длиной звуковой волны на данной частоте. Монополь можно рассматривать также, как сферу с проницаемыми стенками, внутри которой попеременно создается избыток или недостаток (для гармонического монополя — гармонически по времени) вещества данной среды. Это количество вещества среды будет то выходить через стенки во внешнюю среду, то возвращаться.

Скорость изменения объема среды по времени называется объемной скоростью монополя $q = \dot{m}/\rho$, где \dot{m} – производительность монополя. Поэтому первый член в правой части уравнения (1.4) описывает монополи, распределенные в среде.

Для гармонического монополя объемная скорость

$$q = \hat{q} e^{j\omega t} \quad (1.51)$$

где – в общем случае комплексная величина.

Объемная скорость полностью характеризует излучение звука монополем. Звуковое давление и радиальная скорость частиц среды определяются соотношениями

$$p = \frac{j\rho\omega q e^{-jkr}}{4\pi r}, \quad (1.52)$$

$$v = q \frac{jkr}{4\pi r^2} e^{-jkr} + q \frac{e^{-jkr}}{4\pi r^2},$$

где r – расстояние от центра источника (радиус).

Излучаемое моноподем звуковое поле является расходящейся сферически-симметричной волной, в частности скорость частиц направлена по радиусу. В отличие от плоской звуковой волны скорость частиц не пропорциональна давлению, а связана с ним более сложной зависимостью. Скорость частиц состоит из двух слагаемых. Первое из них связано с давлением той же зависимостью, что и в бегущей плоской волне ($v=p/\rho c$); оно уменьшается с увеличением радиуса как $1/r$. Второе слагаемое спадает быстрее – как $1/r^2$. Оно сохраняется и в несжимаемой жидкости ($c = \infty$, $k=0$), когда вся среда движется синфазно и волны (звука) нет; первое слагаемое обращается при этом в нуль. Поэтому первое слагаемое называют волновым, а второе – неволновым. Расстояния, при которых неволновой член играет существенную роль ($kr < 1$), называют неволновой зоной (ближнее поле), а большие расстояния ($kr > 1$) — волновой зоной (дальнее поле).

За пределами неволновой зоны поле, излучаемое моноподем, является локально-плоским (квази-плоским). В пределах участков, больших по сравнению с длиной волны, но малых по сравнению с расстоянием от центра, его можно рассматривать как поле плоской волны, бегущей в направлении радиуса, амплитуда которой обратно пропорциональна расстоянию от центра.

Интенсивность звука, излучаемого моноподем, выражается формулой

$$I = \frac{\rho \omega^2}{32\pi^2 r^2 c} |q|^2, \quad (1.53)$$

а звуковая мощность

$$P_M = 4\pi r^2 I = \frac{\rho \omega^2}{8\pi c} |q|^2. \quad (1.54)$$

Звуковая мощность монополя при заданной объемной скорости пропорциональна квадрату частоты. При работе двух близкорасположенных монополей ($kd < 1$, d – расстояние между монополями) с объемными скоростями q_1 и q_2 на достаточно большом расстоянии от них ($d/r < 1$, r – расстояние от любого из монополей) звуковое давление

$$p = j\rho\omega(q_1 + q_2) \frac{e^{-jkr}}{4\pi r} + j\rho q_2 d \frac{jkr}{4\pi r^2} e^{-jkr} \cos \theta, \quad (1.55)$$

где θ – угол между направлением на данную точку и направлением от монополя q_1 к монополю q_2 . Если $d/r < 1$, то при $kr > 1$ вторым слагаемым (1.55) можно пренебречь, и остается только первое слагаемое, которое описывает поле монополя с объемной скоростью $(q_1 + q_2)$. Это же справедливо и при одновременной работе многих монополей одинаковой частоты, располо-

женных в области, малой по сравнению с длиной волны – излучаемое ими поле такое же, как у одного монополя с суммарной объемной скоростью, если последняя не равна нулю. В частности, если это n одинаковых синфазных источников, то излучается мощность в n^2 раз больше, чем мощность одного из излучателей в отдельности, и в n раз больше, чем сумма мощностей этих монополей. Этот факт имеет многочисленные приложения на практике; например, он означает, что монополярный источник излучает вдвое большую мощность, работая рядом с твердой поверхностью, чем находясь вдали от нее.

Многие реальные излучатели работают как монополь, если их размеры малы по сравнению с длиной звуковой волны. Излучаемое поле и звуковая мощность определяются по создаваемой ими объемной скорости формулами (1.52) - (1.54).

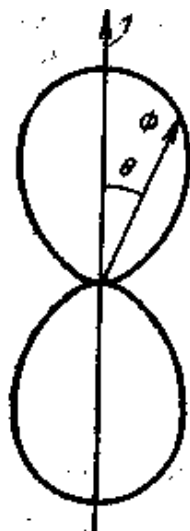
Совокупность двух одинаковых противофазных монополей, расстояние между которыми d мало по сравнению с длиной волны, называют диполем. Излучаемый диполем звук определяется формулой (1.55), в которой $(q_1 + q_2) = 0$:

$$p = j\rho\omega M \frac{e^{jkr+1}}{4\pi r^2} e^{-jkr} \cos \theta, \quad (1.56)$$

где $M = q_2 d$ – момент диполя.

Ось, проведенную от монополя q_1 к монополю q_2 , называют осью диполя. Простейшим дипольным источником является малая по сравнению с длиной волны сфера, гармонически колеблющаяся (осциллирующая) по оси диполя со скоростью u . Она излучает звук так же, как диполь с моментом $M = 2\pi a^3 u$, где a – радиус сферы.

Другим источником дипольного типа является гармоническая сила F , приложенная к среде.



1 – ось диполя

Рисунок 1.3 - Фактор Φ направленности диполя

Она эквивалентна диполю с моментом $M = -jF/\rho\omega$, ось которого направлена по линии действия силы. Поэтому «силовые» члены в правой части уравнения (1.4) описывают диполи силой F на единицу объема.

Если к малой по сравнению с длиной волны области приложено одновременно несколько гармонических сил одинаковой частоты, то излучаемое поле совпадает с полем одной силы, равной их геометрической сумме. Сказанное объясняет широкое распространение дипольных источников шума – они возникают, когда к среде приложена сила (например, шум вращающегося винта, вихревой шум и т. д.) или при колебаниях в среде тел, малых по сравнению с длиной волны. Диполь имеет «восьмерочную» характеристику направленности с максимумом на его оси (рисунок 1.3). Это признак дипольного излучения. Интенсивность звука, излучаемого диполем,

$$I = \frac{\rho\omega}{32\pi^2 c^3} \frac{|M|^2}{r^2} \cos^2 \theta, \quad (1.57)$$

и его звуковая мощность

$$P_D = \frac{\rho\omega^4}{24\pi c^3} |M|^2, \quad (1.58)$$

очень быстро растут с увеличением частоты.

Диполь излучает звук гораздо менее эффективно, чем монополь. Из формул (1.54) и (1.58) следует, что отношение звуковых мощностей монополя и диполя, составленного из двух таких же монополей, расположенных на расстоянии d ,

$$\frac{P_M}{P_D} = \frac{(kd)^2}{3} < 1 \quad (1.59)$$

Квадрупольные излучатели представляют значительный интерес при борьбе с аэрогидродинамическими шумами. Квадрупольное излучение характерно для свободной струи газа, турбулентного пограничного слоя и т. д. Квадруполи могут быть продольными, поперечными и их комбинациями. Квадруполи образуются одновременно работающими близко расположенными диполями, различным образом ориентированными друг относительно друга. Квадруполи излучают звук менее эффективно, чем диполи, а их звуковая мощность пропорциональна шестой степени частоты.

1.8 Звуковые волны в твердых телах

1.8.1 Уравнения теории упругости

Всякое движение упругого тела можно представить в виде

$$\vec{u} = \text{grad}\varphi + \text{rot}\vec{A}, \quad (1.60)$$

где \vec{r} – вектор перемещения; φ – скалярный и векторный потенциалы, удовлетворяющие волновым уравнениям

$$\frac{1}{c_1^2} \frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} - \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 \varphi}{\partial y^2} - \frac{\partial^2 \varphi}{\partial z^2} = 0, \quad (1.61)$$

$$\frac{1}{c_1^2} \frac{\partial^2 \vec{A}}{\partial t^2} - \frac{\partial^2 \vec{A}}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 \vec{A}}{\partial y^2} - \frac{\partial^2 \vec{A}}{\partial z^2} = 0,$$

$$c_1 = \sqrt{\frac{\lambda + 2\mu}{\rho_T}}, c_2 = \sqrt{\frac{\mu}{\rho_T}} \quad (1.62)$$

соответственно скорости продольных и поперечных волн; λ, μ – постоянные Ламе; ρ_T – плотность материала.

Расчет колебаний машин, звукоизоляции кожухами, ограждениями и т. д. с помощью общих уравнений (1.60), (1.61) представляет значительные трудности, поэтому при описании колебаний стержней, пластин, оболочек, из которых обычно состоят излучающие или проводящие звук конструкции, используют приближенные уравнения.

1.8.2 Волны в стержнях и пластинах

Стержнем называют вытянутое тело, поперечные размеры которого значительно меньше его третьего размера – длины. Стержни могут совершать продольные, крутильные, изгибные колебания, а также более сложные колебания, состоящие из названных.

При продольных колебаниях прямого тонкого стержня точки каждого поперечного сечения перемещаются в направлении его оси. Они подчиняются одному волновому уравнению. Скорость распространения продольных волн в тонком стержне не зависит от частоты:

$$c_{пс} = \sqrt{\frac{E}{\rho_T'}} \quad (1.63)$$

где E – модуль Юнга материала стержня.

При крутильных колебаниях поперечные сечения тонкого стержня поворачиваются вокруг центра тяжести (стержень закручивается). Скорость распространения крутильных волн в стержне круглого и кольцевого сечения

$$c_{кс} = \sqrt{\frac{G}{\rho_T'}} \quad (1.64)$$

где $G = \mu$ – модуль сдвига материала стержня.

При изгибных колебаниях поперечные сечения тонкого стержня совершают поперечные перемещения и поворот вокруг оси, лежащей нейтральной плоскости. Последняя не деформируется при изгибе. Скорость изгибных волн в стержне растет с ростом частоты ω :

$$c_{ис} = \sqrt[4]{\frac{B\omega^2}{m_c}}, \quad (1.65)$$

где B – изгибная жесткость;

m_c – масса стержня на единицу длины. Для стержня толщиной h и шириной b $B = Ebh^3/12$.

Продольные волны в тонкой пластине сопровождаются одинаковым по ее толщине перемещения точек в плоскости пластины. Скорость распространения продольных волн в пластине не зависит от частоты:

$$c_{п} = \sqrt{\frac{E}{\rho_T(1-\nu^2)}}, \quad (1.66)$$

где ν – коэффициент Пуассона.

Скорость $c_{п}$ выше скорости продольных волн в стержне, но меньше скорости продольных волн в бесконечном теле c_1 .

Изгибные волны в тонкой пластине подобны изгибным волнам в тонком стержне. Они также распространяются со скоростью, зависящей от частоты:

$$c_u = \sqrt[4]{\frac{D\omega^2}{m_{п}}}, \quad (1.67)$$

где $D = Eh^3/12 (1 - \nu^2)$ – цилиндрическая жесткость пластины;

h – толщина пластины;

$m_{п} = \rho_T h$ – масса пластины на единицу площади.

Изгибно колеблющиеся пластины – корпуса машин и их части, стенки воздухопроводов и т. д., – являются широко распространенным источником шума. Звукоизолирующие конструкции – кожухи, кабины, ограждения и т. д. – обычно состоят из пластин.

Волны в оболочках сложнее, чем в пластинах и стержнях.

1.8.3 Импеданс механической конструкции

Механическим импедансом (импедансом) механической конструкции (системы) называют отношение гармонической силы, приложенной к конструкции, к скорости частиц в некоторой точке. Если последняя совпадает с точкой приложения силы, то импеданс называют входным, в противном случае – переходным.

1.8.4 Излучение звука пластинами и оболочками

Характер излучения звука пластинами существенно различен на частотах до и после ее граничной частоты. На граничной частоте пластины

$$f_{гр} = \frac{c^2}{2\pi} \sqrt{\frac{m_{п}}{D}} \quad (1.68)$$

скорость изгибных волн в ней (1.67) равна скорости звука в воздухе c ; до граничной частоты ($f < f_{гр}$) скорость изгибных волн в пластине меньше, а после граничной частоты – выше.

На частотах, при которых меньший размер пластины в 2-3 раза и более превосходит длину волны звука в воздухе, при расчете звуковой мощности, излучаемой пластиной под действием сил и моментов, пластину можно считать бесконечной. Сводка основных расчетных формул дана в таблице 1.2; $k_{и} = \omega/c_{и}$ – волновое число изгибных волн в пластине; η – коэффициент потерь пластины. Анализ приведенных в таблице 1.2 формул показывает, что после граничной частоты пластина излучает звук эффективнее, чем до нее.

Звуковая мощность P , излучаемая колеблющейся конструкцией (не обязательно пластиной), связана со среднеквадратичной скоростью по ее поверхности и времени v соотношением

$$P = \rho c r_s S v^2, \quad (1.69)$$

где r_s – коэффициент излучения, зависящий от формы и размеров конструкции, частоты звука, распределения скорости по излучающей поверхности площадью S и других факторов.

Таблица 1.2 – Звуковая мощность, излучаемая пластиной под действием гармонических сил и моментов при $m_{II} \omega > \rho c$

Воздействие	Частота f	Звуковая мощность (для линейных сил и моментов дается на единицу длины)
Сосредоточенная сила F	$f < f_{гр}$ $f > f_{гр}$	$\rho c k^2 F^2 / 4\pi (m_{II} \omega)^2$ $\xi F^2 / 16(m_{II} D)^{1/2}$
Линейная сила F (на единицу длины)	$f < f_{гр}$ $f > f_{гр}$	$\rho c k F^2 / 4(m_{II} \omega)^2$ $\xi F^2 / 8k_u (m_{II} D)^{1/2}$
Сосредоточенный момент M	$f < f_{гр}$ $f > f_{гр}$	$\rho c k^4 M^2 / 12\pi (m_{II} \omega)^2$ $\xi k_u^2 M^2 / 32(m_{II} D)^{1/2}$
Линейным момент M (на единицу длины)	$f < f_{гр}$ $f > f_{гр}$	$\rho c k^3 M^2 / 8(m_{II} \omega)^2$ $\xi k_u M^2 / 8(m_{II} D)^{1/2}$
Примечание - Пластина граничит с жидкостью с обеих сторон. Приведена звуковая мощность, излучаемая по одну сторону от пластины;		
$\xi = \frac{\rho c}{m_{II} \omega \eta \sqrt{-f_{sp} / f + 2\rho c}}$		

Для бесконечной пластины, по которой бежит изгибная волна,

$$r_S = \begin{cases} 0, & f < f_{гр} \\ \frac{1}{\sqrt{1-f_{гр}/f}}, & f > f_{гр} \end{cases} \quad (1.70)$$

так, что теоретически до граничной частоты пластина не излучает энергии. Вместе с тем все реальные конструкции или их части в виде пластин ограничены. Выражения коэффициентов излучения ограниченных пластин очень громоздки и поэтому не приводятся. Укажем только, что до граничной частоты коэффициент излучения ограниченных пластин, хотя и не равен нулю, но значительно меньше единицы, так что пластина плохо излучает звук. После граничной частоты формулой можно пользоваться и для ограниченной пластины; пластина излучает лучше, чем до граничной частоты.

Расчет коэффициента излучения для оболочек значительно сложнее, чем для пластин, и в настоящее время отсутствуют простые расчетные формулы для его определения, за исключением отдельных частных случаев.

1.9 Волновой метод расчета распространения колебаний в одномерных неоднородных структурах

Для звукоизоляции и звукопоглощения часто применяют конструкции, состоящие из нескольких разнородных слоев, толщина одних соизмерима с длиной волны, другие – тонкие. Расчеты виброизолирующих конструкций вызывают необходимость во многих случаях определять характеристики распространения продольных и других волн по стержневым конструкциям. Распространение плоских волн в воздуховодах переменного сечения также является примером распространения волн в плоских неоднородных структурах.

Эти и им подобные задачи могут быть рассмотрены, и различные характеристики распространения волн и механических колебаний определены единым методом с помощью матричных формул, коэффициенты в которых выражаются через параметры составных элементов неоднородной структуры.

Преимуществом этого метода является то, что все коэффициенты и параметры, определяющие отражение и прохождение звуковых волн и механических колебаний в неоднородных плоских структурах такие как коэффициенты прохождения и отражения, коэффициент поглощения, уравнения резонансных и антирезонансных частот и другие выражаются через коэффициенты матрицы структуры единым способом независимо от вида структуры и типа волн. Это позволяет не выполнять расчеты для каждого вида структуры в отдельности. Коэффициенты матрицы неоднородной структуры определяются рядами аргументами которых служат волновые параметры элементов структур. В отличие от метода четырехполюсников, в котором необходимо каждый раз заново находить аналитические формулы для каждой структуры в отдельности, в рассматриваемом методе такой расчет сделан один раз в общем виде, и для каждой конкретной структуры достаточно выписать соответствующие типы рядов, исполь-

зую общие выражения для коэффициентов матрицы. Благодаря этому расчет упрощается, можно проанализировать влияние отдельных элементов структуры на характеристики структуры в целом, а также быстро производить численные расчеты характеристик структуры.

1.10 Применение теории подобия и физического моделирования в вопросах борьбы с шумом

Моделирование с использованием законов подобия позволяет исследовать на моделях процессы в значительных по размерам сооружениях и машинах и найти их оптимальные параметры; по результатам единичного эксперимента получить количественные данные о процессах и необходимые количественные характеристики для целого класса подобных объектов при сходных условиях.

При разработке мероприятий по борьбе с шумом чаще всего моделируют процессы распространения звука (моделирование помещений, звукопоглощающих облицовок, глушителей шума, звукоизоляции) и источники звука (аэро- и гидродинамические, механические и электромагнитные).

1.10.1 Моделирование распространения звука в помещениях

Для подобия распространения звука в помещениях необходимо следующее.

1 Геометрическое подобие природы (характерный размер D_n) и модели (характерный размер D_m)

$$D_n / D_m = \text{idem} \quad (1.71)$$

2 Равенство критериев Гельмгольца в природе и модели

$$Ne = fD/c = D/\lambda = \text{idem}, \quad (1.72)$$

где f – частота звука;

c – скорость звука;

λ – длина звуковой волны.

На сходных режимах соотношение между размерами помещения длиной волны должно быть одним и тем же в природе и модели. Не обязательно иметь одну и ту же среду в модели и природе – иногда в модели удобнее применить фреон или водород, скорость звука в которых существенно отличается от скорости звука в воздухе.

3 Равенство безразмерных акустических импедансов в модели и природе в сходных точках границ на сходственных частотах

$$Z / \rho c = \text{idem}. \quad (1.73)$$

Это условие выполнить трудно, так как невозможно обеспечить $Z_n=Z_m$ в достаточно широких полосах сходственных частот. Поэтому подбирают несколько различных образцов, удовлетворяющих поставленным условиям каждый в определенной полосе частот или, для упрощения, – с одинаковыми коэффициентами звукопоглощения $\alpha_n=\alpha_m$ в сходственных интервалах частот.

Условие (1.73) подразумевает, что поглощающие поверхности являются локально-реагирующими и импедансы Z_n и Z_m не зависят от угла падения звуковой волны. В противном случае задача усложняется еще больше, так как требуется подобие четырех параметров, характеризующих распространение звука в звукопоглощающих облицовках (действительные и мнимые части постоянной распространения и волнового сопротивления), и геометрическое подобие последних. Эту задачу еще не решали.

4 Подобие источников звука должно соблюдаться в модели и натуре: они должны быть геометрически подобными, обладать одинаковой характеристикой направленности на сходственных частотах и располагаться в одних и тех же сходных точках модели и природы. Строго говоря, на сходственных частотах должны быть равны также безразмерные импедансы $Z/\rho c$ в сходных точках источников. Если все эти условия соблюдаются, и звуковая мощность источника на сходственных частотах пропорциональна квадрату линейных размеров источника:

$$\frac{P_M}{D_M^2} = \frac{P_H}{D_H^2} \quad (1.74)$$

то в сходных точках помещений будут одинаковыми уровни звукового давления:

$$L_M = L_H, \quad (1.75)$$

и задача моделирования будет решена полностью.

Если же условие (1.74) не выполнено, то при коэффициенте звукопоглощения, не зависящем от уровня звукового давления как в модели, так и в натуре, будет одинаковой разность уровней в модели и в натуре на всех сходственных частотах в сходных точках:

$$L_M - L_H = \text{const.} \quad (1.76)$$

Температура и плотность воздуха в модели и в натуре должны быть одинаковыми. Изменяя частоту звука, в модели можно получить влияние акустической обработки ограждающих конструкций натурального помещения. Аналогичным образом моделируются глушители шума в воздуховодах, каналах.

1.10.2 Моделирование звукоизолирующих конструкций

При моделировании звукоизолирующих конструкций модель должна быть подобна натуре. Если исследуется звукоизолирующая способность каких-либо элементов строительных конструкций, звукоизолирующих кожухов или кабин, то модельные испытательные камеры должны удовлетворять всем тре-

бованиям стандартов на сходственных частотах, определяемых равенством (1.72). Как однослойные, так и слоистые звукоизолирующие конструкции должны быть изготовлены из одних и тех же материалов, но все размеры изменены в соответствии с масштабом моделирования, а частоты изменены в соответствии с формулой (1.72). Тогда разность уровней звукового давления в камерах высокого и низкого уровня, отделенных друг от друга испытываемой конструкцией, на сходственных частотах будет в модели и натуре одинаковой. Источники звука должны находиться в сходных точках модели и натуре.

Если исследуется передача звука по конструкциям, то необходимо правильно моделировать узлы примыкания. Уровни виброскорости будут в сходных точках модели и натуре отличаться на одну и ту же величину. Моделирование позволяет исследовать типы волн, затухание звука, его косвенную передачу и т. п.

Рассмотренный метод моделирования предполагает, что коэффициент потерь материала конструкции мало зависит от частоты. Малая зависимость от частоты выполняется для большинства строительных и конструкционных материалов, если масштаб модели не слишком мал ($1 : 5 \div 1 : 20$).

1.10.3 Моделирование аэродинамических источников шума

К аэродинамическим источникам шума, требующим испытаний на моделях, в первую очередь относятся вентиляторы и воздуходувки. Кроме того, иногда необходимо моделировать шум технологических установок, установок для испытания изделий, шумообразование в элементах воздухопроводов и т. п.

Акустические процессы, сопровождающие работу аэродинамических установок, – это часть происходящих в них аэродинамических процессов, и для акустического подобия требуется прежде всего подобие процессов аэродинамических. Поэтому экспериментальные установки, предназначенные для модельных аэродинамических исследований, часто пригодны и для исследований акустических, если только их работа не сопровождается сильными посторонними шумами.

При акустическом моделировании аэродинамических установок определяют следующие данные: звуковую мощность шума, излучаемое в окружающее пространство и в присоединенный воздухопровод; спектральное распределение этой мощности; зависимость указанных величин от режима работы установки; пересчет полученных данных на натуре. Затем определяют необходимые мероприятия по шумоглушению.

Звуковая мощность P зависит от параметров, определяющих геометрические свойства объекта, режима его работы, физических параметров среды и характеристик течения. В общем виде при условии, что проточная часть модели геометрически подобна натуре:

$$P = P(D, u, \rho, c, v', l', v, n, f, Z, \beta), \quad (1.77)$$

где D – характерный геометрический размер;
 u – характерная скорость;

ρ – плотность среды в характерной точке;
 c – скорость звука, которая совместно с ρ определяет, состояние среды;

v' и l' – среднеквадратичная скорость и линейный размер турбулентных пульсаций в потоке, поступающем в установку;

ν – кинематическая вязкость среды;

n – частота периодического внешнего воздействия на течение, например, частота вращения вентилятора;

f – частота образующего звука;

Z – акустические и механические свойства (импеданс) границ пространства, в котором происходит течение или излучение звука;

β – параметр, определяющий режим работы установки, например, угол притекания потока к лопаткам колеса вентилятора в относительном течении.

Из этого перечня видно, сколь сложна задача моделирования процессов излучения звука потоком.

На основании известных методов теории размерностей уравнение (1.77) можно представить в виде критериальной зависимости:

$$\eta_{ак} = \frac{P}{N\rho u^3 D^3} = \Phi(M, Re, Ka, l'/D, He, Sh, \bar{Z}, \beta), \quad (1.78)$$

где $\eta_{ак}$ – акустический КПД;

– коэффициент гидравлической мощности;

$M = u/c$ – число (критерий) Маха;

$Re = uD/\nu$ – число (критерий) Рейнольдса;

$Ka = v'/u$ – число (критерий) Кармана;

l'/D – пространственный масштаб турбулентности;

$Sh = fD/u$ – число (критерий) Струхала;

$He = fD/c$ – число (критерий) Гельмгольца;

$= Z/\rho c$ – безразмерный импеданс границ.

Сказанное справедливо для адиабатного течения. Если необходимо учитывать процессы теплообмена, то в правой части появятся критерии, характеризующие подобие тепловых явлений.

Распределение звуковой мощности P по частотным полосам дает энергетический спектр шума, создаваемого установкой,

$$\frac{P_i}{P} = \Phi_i(M, Re, Ka, l'/D, He, Sh, \bar{Z}, \beta, \Delta f / f_{cp}), \quad (1.79)$$

здесь P_i – звуковая мощность, приходящаяся на i -ю полосу частот;

Δf – ширина i -й частотной полосы;

f_{cp} – средняя частота этой полосы.

Для полного подобия необходимо, чтобы в модели и в натуре $M, \beta, Re, Ka, l'/D, Sh, He$ имели одно и то же значение. Это в общем случае невозмож-

но. Например, условия $M=u/c=\text{idem}$ и $Re=uD/\nu=\text{idem}$ требуют изменения плотности или состава среды при изменении размера D , что приведет к изменению безразмерных импедансов и т. д. Однако, пренебрегая влиянием второстепенных параметров, можно изучить влияние тех или иных факторов на моделях в достаточно широком диапазоне изменения определяющих параметров.

1.10.4 Моделирование гидродинамических источников шума (случай капельной жидкости)

Помимо геометрического подобия областей, в которых имеется поток и происходит распространение звука, а также равенства безразмерных импедансов на поверхностях, ограничивающих область распространения звука, должно соблюдаться аэрогидродинамическое подобие, что требует в первую очередь равенства чисел кавитации в модели и в натуре:

$$k = (p - z) / \rho u^2, \quad (1.80)$$

где p – гидростатическое давление;

z – объемная прочность жидкости, обычно принимаемая равной давлению насыщенных паров при температуре жидкости;

ρ и u – плотность и скорость движения жидкости.

Кроме того, должно соблюдаться постоянство чисел Рейнольдса или должна быть обеспечена автомодельность течения, т. е. независимость картины линий тока и образования вихрей от числа Рейнольдса. В не слишком протяженных гидродинамических системах зависимостью картины течения от M можно пренебречь; наоборот, интенсивность образующегося звука очень сильно зависит от M .

1.10.5 Моделирование механических излучателей шума

Модель излучателя шума и натура должны быть геометрически подобны друг другу. Необходимо соблюсти условие одинакового соотношения между размерами излучателя и длиной волны – соотношение (1.72), где f – частота излучаемого шума, а D – характерный геометрический размер излучателя. Колебания всех точек излучающих поверхностей натуре и модели должны быть подобны друг другу, т. е. отношения колебательных скоростей в сходных точках модели и натуре должны быть равны друг другу, и между ними должны сохраняться на сходственных частотах одинаковые фазовые соотношения.

Условие равенства фазовых соотношений для случайных шумов заменяется требованием сохранения подобия пространственных интервалов корреляции на поверхности излучателя в сходственных полосах частот. Это требование эквивалентно требованию подобия энергетических спектров колебаний в сходных точках модели и натуре – энергетический спектр скоростей частиц модели в постоянных относительных полосах частот должен получаться из спектра натуре простым сдвигом по логарифмической оси частот и увеличением (или уменьшением) ординат на одно и то же число в дБ. При соблюдении этих усло-

вий звуковые поля, создаваемые моделью излучателя и натурой в свободной атмосфере, будут подобны друг другу, т. е. в сходных точках будут одинаковыми отношения скоростей частиц и давлений (хотя отношения давления и скорости в натуре и на модели могут отличаться из-за разных значений ρc), факторы направленности и разности уровней звукового давления или уровней интенсивности в сходных точках свободного звукового поля модели и природы.

Скорости частиц среды, прилегающих к поверхности излучателя, равны скорости на этой поверхности. Поэтому при изменении интенсивности излучения отношение скорости частиц в любой точке звукового поля к скорости на поверхности излучателя остается неизменным (при сохранении подобия и линейности процесса). В подобных звуковых полях отношения скоростей частиц в сходных точках звуковых полей равны отношению колебательных скоростей в любых сходных точках поверхности излучателей.

Звуковые мощности в натуре и модели связаны соотношением

$$P_n / P_m = v_n^2 D_n^2 (\rho c)_n / v_m^2 D_m^2 (\rho c)_m \quad (1.81)$$

где v – скорость на поверхности излучателя;

D – характерный размер излучателя.

Осуществить точную акустическую модель, подобную натуре, удастся далеко не во всех случаях.

1.10.6 Моделирование механического шума

Механический шум машины можно моделировать следующим образом. Модель должна быть геометрически подобна натуре и сделана из тех же материалов. Частота вращения вала n в модели должна быть обратно пропорциональна размеру модели D :

$$n_n / n_m = D_m / D_n \quad (1.82)$$

т.е. окружные скорости вращающихся деталей в модели и натуре должны быть сохранены.

Условия возбуждения звука должны быть одинаковыми. Воздух, окружающий модель, должен иметь те же плотность и температуру, что и в натуральных условиях. При соблюдении этих условий общий уровень шума, а также уровни в сходственных полосах частот в сходных точках открытого пространства вокруг модели и в натуре будут одними и теми же: $L_{mi} = L_{ni}$ при соблюдении условия для расстояний

$$r_n / r_m = D_m / D_n \quad (1.83)$$

Границы сходственных полос частот для модели и природы при этом будут определяться выражением

$$f_{n1} / f_{m1} = f_{n2} / f_{m2} = D_m / D_n \quad (1.84)$$

Наиболее сложно обеспечить одинаковыми в модели и натуре условия возбуждения звука. Для этого должны быть подобны все люфты и зазоры, параметры шероховатости всех трущихся поверхностей, состояние смазки и т. п. Поэтому очень сложно с помощью моделирования получить точный результат. Однако на модельных установках обычно можно разрабатывать мероприятия по снижению шума, исследовать физические процессы шумообразования и получать сопоставимые сравнительные результаты.

Контрольные вопросы

- 1 Поясните распространение звуковых волн.
- 2 Что такое звуковое поле? Как выражается уравнение акустики жидкости и газа?
- 3 Чем отличается звуковое давление от звуковой мощности?
- 4 Что называется волновым сопротивлением среды? Представить решение уравнения простейших звуковых волн.
- 5 Перечислите уровни величин и как они определяются.
- 6 Что такое импеданс и для каких расчетов его используют?
- 7 Для чего необходим кепстр и как его находят?
- 8 Источники звука и в чем их отличие?
- 9 Поясните интенсивность звука и звуковую мощность.
- 10 Поясните уровень акустической мощности.
- 11 Поясните прохождение звука через пластины.
- 12 Как смоделировать распространение звука в помещениях?
- 13 Что необходимо при акустическом моделировании аэродинамических установок?
- 14 Моделирование гидродинамических источников шума.
- 15 Поясните моделирование механического шума.

2 Физиологические характеристики звука и общие вопросы борьбы с шумом

2.1 Особенности слуха

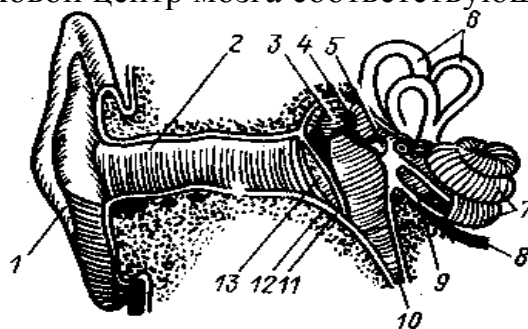
Слуховой анализатор человека представляет собой сложный механизм, способный выполнять тонкий анализ и синтез, выбирать из массы звуков те, которые его почему-либо интересуют, и защищать кору головного мозга от нежелательных и вредных звуков.

2.1.1 Строение уха

Человеческое ухо является в одно и тоже время анализатором частот, указателем направления на источник и индикатором громкости, высоты и тембра звука.

В элементах уха происходит преобразование механической энергии сигнала в электрическую. Во внутреннем ухе (рисунок 2.1) аналоговый, т. е. непрерывный, звуковой сигнал превращается в последовательность электрических импульсов.

В улитке внутреннего уха находится так называемая базилярная (основная) мембрана, состоящая из большого числа волокон, слабо связанных между собой. Вдоль этой мембраны расположено около 20000 нервных окончаний, каждое из которых возбуждается от прикосновения к ним волокон основной мембраны, посылая в слуховой центр мозга соответствующие импульсы.



1- наружное ухо; 2- слуховой канал; 3 - молоточек; 4 – наковальня; 5 – стремя; 6 – полукружные каналы; 7 – улитка; 8 – нервы; 9 – мембрана; 10 – евстахиева труба; 11 – круглое окно; 12 – овальное окно; 13 – барабанная перепонка

Рисунок 2.1- Строение человеческого уха

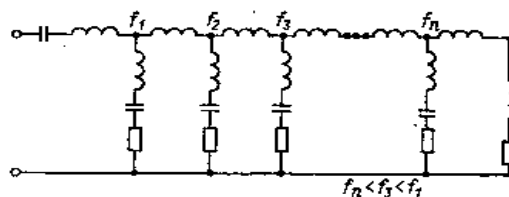


Рисунок 2.2 - Эквивалентная электрическая схема улитки

В слуховом центре происходит сложный анализ, по результатам которого человек определяет суть и значимость услышанного. Каждое из волокон основной мембраны резонирует на определенной частоте.

Шум, складывающийся из ряда частотных составляющих, вызывает колебания соответствующих волокон. Если представить электрическую модель уха, то она будет подобна фильтру (рисунок 2.2), в котором каждая ветвь настроена на свою частоту. Разрешающая способность слухового анализатора в зависимости от частоты следующая: полоса пропускания слухового аппарата, определенная на уровне – 3 дБ (т. е. 0,707 от максимума) на частоте 300 Гц составляет 50

Гц, на 1000 Гц – 60 Гц, а на 3000 – 150 Гц, Эти частотные промежутки носят название критических полосок слуха.

2.1.2 Восприятие звука по частоте

Воспринимаемый слухом частотный диапазон ограничен снизу частотой около 16 Гц, а сверху – около 20000 Гц. Человек замечает разницу в частотах сигнала только в том случае, если она превышает 4%. Однако, при непосредственном сопоставлении замечаемая разница снижается до 0,3 %, а по биениям – до десятых долей герца. При медленном изменении частоты синусоидального сигнала на слух обнаруживаются изменения с девиацией частоты около 2 % от ширины частотной группы. Для частотно-модулированных сигналов минимально ощущаемая девиация уже в 6 раз больше, чем для чистых тонов. Субъективную меру частоты колебаний называют высотой звука. Для восприятия высоты звукового колебания необходимо, чтобы его продолжительность была не менее десятых долей секунды. Субъективная особенность слуха – при одинаковом приросте логарифма частоты возникает ощущение одинакового изменения частоты. Так, например, удвоение частоты от 50 до 100 Гц вызовет такие же изменения высоты, как и удвоение с 2000 до 4000 Гц.

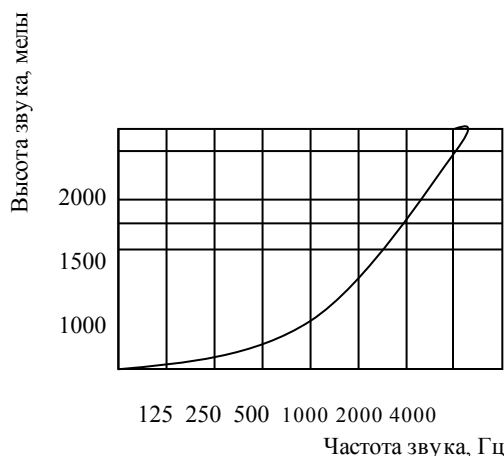


Рисунок 2.3
звук и частотой

- Связь между высотой

Отношение частот тонов называется интервалом. Отношение 2:1 – интервал октава, 3:2 – квинта, 4:3 – кварта, 5:4 – большая терция.

Принято считать, что высота тона 1000 Гц при уровне звукового давления 40 дБ равна 1000 мел. Связь между высотой звука в мелах и частотой показана на рисунке 2.3.

2.1.3 Восприятие звука по амплитуде

Рассмотрим восприятие звука слуховым аппаратом человека по амплитуде.

Значение звукового давления, соответствующее переходу от состояния, когда ухо слышит звук, к состоянию, когда оно его не слышит, называется порогом слышимости. Величина порога слышимости зависит от частоты. При

этом имеются довольно широкие индивидуальные границы в зависимости от условий прослушивания, возраста, квалификации слушателя. Минимальный порог слышимости на частоте порядка 3000 Гц равен примерно $0,7 \times 10^{-5}$ Па или $10-14$ Вт/м². Верхний предел воспринимаемых звуков определяется болевым порогом (около 1 Вт/м²). Динамический диапазон слуха, таким образом, составляет около 130 дБ.

Для слухового восприятия изменений звука играют роль не интенсивности звука или звуковые давления, а их логарифмы; ухо при слабых колебаниях обладает наибольшей чувствительностью, а при более сильных колебаниях – загрубляется, что позволяет без перегрузки охватывать указанный большой диапазон интенсивностей.

Два звука, имеющие одинаковый уровень звукового давления, но разную частоту, ухом будут оценены как разные по величине, т. е. громкости, так как ухо обладает различной чувствительностью на разных частотах. Поэтому по величине звукового давления без указания, к какой частоте оно относится, нельзя судить о громкости восприятия его ухом.

2.1.4 Уровни громкости звука

Для оценки громкости установлено понятие уровня громкости, безразмерная единица которого фон – уровень громкости эталонного тона частоты 1000 Гц, с пороговым звуковым давлением, равным $2 \cdot 10^{-5}$ Па. Иначе говоря, 10 фон есть уровень громкости звука, для которого уровень звукового давления равногромкого с ним звука частотой 1000 Гц равен 10 дБ. На других частотах соотношение между фонами и децибелами определяется по кривой равной громкости, показанной на рисунке 2.4.

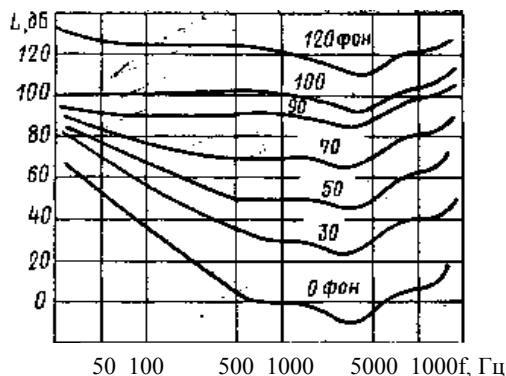


Рисунок 2.4 - Кривые равной громкости для бинаурального слушания

По мере повышения уровня кривые равной громкости приближаются к прямой, т.е. уровни громкости и звукового давления сближаются.

Поэтому в основных приборах для оценки шума – шумомерах, реагирующих на звуковое давление шкалы А, В, С должны использоваться следующим образом: А – для слабых, В – для средних и С – для сильных звуков.

Для чистых тонов громкость определяется в сонах. Сон – это единица громкости, равная громкости тона с уровнем громкости 40 фон. При уровне громкости более 40 фон изменение уровня громкости на 10 фон соответствует

двукратному изменению громкости в сонах, т. е. изменению в 2 раза громкости звука.

Громкость и восприятие сложных звуков определяются суммарной интенсивностью, но с учетом кривых равной громкости, приведенных ранее. Если уровни интенсивности выше 70 дБ, то допустимо непосредственное сложение.

Английский ученый Стивенс развил метод расчета громкости шума широкополосного спектра по данным уровней звукового давления в октавных и третьоктавных полосах. Он линеаризовал кривые равной громкости и связал их со значениями громкости. На рисунке 2.5 приведены эти величины, называемые линиями равных индексов громкости, а также номограмма, определяющая связь между уровнями громкости и громкостью.

Общая громкость S_i определяется выражением

$$S_i = S_{\max} + F (\sum S - S_{\max}), \quad (2.1)$$

где S_{\max} – максимальный показатель громкости для всех частотных полос;

$\sum S$ – сумма показателей громкости для всех частотных полос;

F – коэффициент, учитывающий относительный вес полос, $F=0,15$ для полосы в треть октавы и $F=0,3$ для октавы.

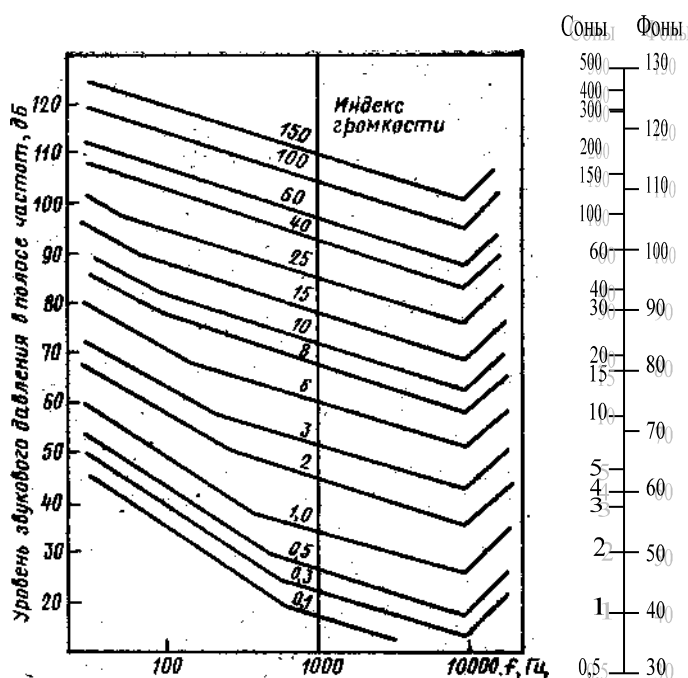


Рисунок 2.5 - Линии равных индексов громкости

Воздействие на ухо длительного звука большой интенсивности приводит к тому, что чувствительность слуха с течением времени притупляется. После прекращения звука или снижения его интенсивности чувствительность слуха постепенно восстанавливается. Такое приспособление слуха к интенсивности и характеру звука называется адаптацией. Степень адаптации тем больше, чем громче действующий звук, но она склонна к насыщению. Многолетнее действие очень громких звуков вызывает необратимые физиологические изменения в слуховом аппарате.

2.1.5 Маскировка звука

Чувствительность слуха под влиянием шумового воздействия падает. Уменьшение способности слуха воспринимать один звук в присутствии другого называется маскировкой звука.

Наибольший маскирующий эффект наблюдается по отношению к звукам близкой частоты. Звуки, лежащие по частоте ниже маскируемого звука, практически не маскируются, тогда как звуки, лежащие выше, маскируются сильно. Поэтому наибольшим маскирующим действием обладают звуки низких частот. Высокочастотные звуки средней интенсивности, хотя и неприятны для слушания, но слабо маскируют человеческую речь. Пароходный гудок низкого тона практически заглушает все более высокие тона.

Количественно мера маскировки определяется числом децибел, на которое возмражает порог слышимости маскируемого сигнала (тона) в присутствии другого сигнала, по сравнению с порогом слышимости того же тона в тишине.

Если несколько тонов или узкополосных шумов расположены по частоте так далеко друг от друга, что их взаимной маскировкой можно пренебречь, то их суммарная громкость равна сумме громкостей составляющих.

Например, если присутствуют два тона с частотами 200 и 2000 Гц и громкостью 8 сон (т. е. имеющих уровни громкости по 70 фон), то суммарная громкость будет равна 16 сон, а суммарный уровень громкости – 80 фон, а не 73 фон, как это следовало бы из сложения интенсивностей.

Если составляющие сложного звука расположены по частоте близко друг к другу и наблюдается их взаимная маскировка, то громкость такого сложного звука будет меньше суммы громкостей составляющих.

Если расширить спектр шума, оставляя спектральную плотность постоянной, то в пределах частотной группы громкость будет определяться суммарной интенсивностью, так как слух в этих пределах усредняет интенсивность. Если расширить спектр вдвое, то суммарная интенсивность увеличится вдвое (уровень интенсивности возрастет на 3 дБ), если полоса частот расположена вблизи 1000 Гц, то уровень громкости возрастет более чем на 3 фона, что получается при воздействии разнесенных по частоте полосок частот. Поэтому для широкополосного шума уровень громкости выше его уровня по интенсивности.

2.1.6 Временные характеристики слухового восприятия

Слух не реагирует на взаимные фазовые сдвиги между составляющими сигнала, т. е. слабо реагирует на форму кривой. При исчезновении звукового сигнала звуковое ощущение исчезает не сразу, а через 150-200 мс. Если к слушателю приходят два звука длительностью менее 50 мс, но один запаздывает на время не более 50 мс, то оба звука воспринимаются слитно.

Если звуки имеют разный уровень, то временное восприятие будет другим. На рисунке 2.6 приведена зависимость между разностью в децибелах уровней двух сигналов и временем, достаточным для их раздельного различения. Слуховое впечатление дает возможность сравнивать частоты двух тонов при

быстром переключении с одного тона на другой и обнаруживать даже не-большую разницу между частотами двух тонов.

Слуховое впечатление тем длительнее, чем выше уровень предшествующе-го сигнала (это послемаскировка или самомаскировка для звуков речи). Ве-личина послемаскировки для неискаженного спектра равна примерно 24 дБ, т. е. на 24 дБ ниже среднего уровня речи в каждой полосе частот. Слышимость E , т.е. уровень ощущения речи по отношению к среднему ее уровню, будет

$$E = V_p + K_c - 24, \quad (2.2)$$

где K_c – критическая полоса частот;

V_p – спектральный уровень речи.

Уровень ощущения речи по отношению к среднему ее уровню (даже в от-сутствии шумов и помех) только от самомаскировки не будет превышать 24 дБ. Для тональных импульсов длительностью более 200 мс порог слышимости тот же, что и для тона. Для меньшей длительности порог слышимости $I_{n.c}$ зависит от отношения длительности импульсов t к $t_0 = 200$ мс и определяется отношени-ем

$$I_{n.c} = 200 I_{umm} / t. \quad (2.3)$$

Для коротких повторяющихся импульсов порог слышимости падает с увеличением частоты повторений, и при частоте повторений, равной 200 Гц, порог слышимости импульсов равен порогу непрерывного тона.

Шумовые импульсы длительностью более 50 мс воспринимаются как не-прерывный шум, повторяющиеся шумовые импульсы сливаются при большей частоте повторений, чем тональные импульсы.

Громкость импульсов длительностью более 100 мс определяется только их интенсивностью. Громкость повторяющихся импульсов растет с частотой повторения до 200 Гц, а затем определяется как для непрерывного тона.

2.1.7 Нелинейные свойства

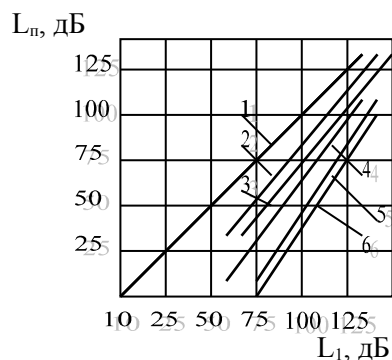
Нелинейные свойства слуха проявляются в том, что при воздействии то-нального звука человек слышит тон второй гармоники (на 12 дБ ниже), третьей (на 24 дБ ниже) и т. д. При прослушивании двух тонов отчетливо прослушива-ется тон разностной частоты (при уровнях составляющих по 80 дБ уровень слы-шимого разностного тона тоже равен 80).

При громкой передаче даже после фильтрации низкочастотных состав-ляющих подобные низкочастотные звуки за счет нелинейности слухового трак-та все равно проявляются в воспринимаемом сигнале.

При воздействии на слух сложных звуков, имеющих составляющие с кратными частотами, возникает ощущение такого же звука по частоте, но с несколько измененным соотношением амплитуд составляющих, так как комби-национные частоты совпадают с исходными частотами звука. При воздействии же сложного звука, состоящего из тонов с некратными частотами, возникает

ощущение сильных искажений: прослушивается много разностных и других комбинационных тонов. Поэтому, например, в случае срезания фильтрами частотного диапазона ниже 1 кГц при достаточно высокой громкости передачи человек все же слышит низкие частоты вследствие нелинейности слуха.

При воздействии на барабанную перепонку синусоидальных сигналов с частотой f и интенсивностью более 40 дБ в слуховом аппарате возникают гармоники с частотами $2f$, $3f$ и т. д., называемые субъективными гармониками. При увеличении интенсивности величина субъективных гармоник существенно возрастает, как это видно из рисунка 2.7.



Номера на кривых – порядок гармоник.

Рисунок 2.7- Зависимость уровней интенсивности субъективных гармоник от суммарной интенсивности сигнала.

2.1.8 Бинауральный эффект

Эффект слушания двумя ушами – бинауральный эффект – выражается в виде стереоакустического действия, заключающегося в выявлении направления прихода звуковых волн. В горизонтальной плоскости направление определяется с разрешающей способностью 3-4°, а в вертикальной только около 20°.

Заметим, что бинауральный эффект несколько ослабляет маскировку звука, описанную ранее.

Физической основой бинаурального эффекта является пространственная разобщенность двух ушей и экранирующее влияние головы. Разница возбуждения определяется следующими факторами: временным (несовпадением моментов воздействия одинаковых фаз на левое и правое ухо), амплитудным (разной величиной звуковых давлений, действующих на уши из-за образования акустической тени), и спектральным (вследствие частотной зависимости экранирующего действия головы).

Взаимное влияние бинауральных временных и амплитудных факторов весьма дифференцировано, зависит от частоты и от вида звуковых сигналов. Амплитудное различие сказывается в основном при малых громкостях и на частотах выше 1,6 кГц.

Когда разница в амплитудах превышает 1 дБ, то слушателю кажется, что источник находится на той стороне, где амплитуда больше; угол отклонения источника звука от линии симметрии приблизительно пропорционален логарифму отношения амплитуд. На частотах ниже 1,6 кГц существенны фазовые различия. Слушателю кажется, что звук приходит со стороны уха, которого дости-

гает волна, опережающая по фазе. Угол отклонения от линии симметрии пропорционален разности времени прихода звуковых волн к обоим ушам.

2.2 Голосовой аппарат человека как источник звуковых колебаний

Голосовой аппарат человека является источником достаточно интенсивных колебаний в широком диапазоне звуковых частот.

Средние значения уровней звукового давления при разговоре двух собеседников и выступления оратора на расстоянии порядка 1 м: разговор – 69; оратор – 75; разговор по телефону – 71 дБ.

Органы, участвующие в речеобразовании – легкие и бронхи, глотка, гортань, голосовые связки, рот, носовая полость, зубы.

Легкие и бронхи служат аккумуляторами энергии, величина которой зависит от объема выдоха после глубокого вдоха. В среднем это 3000-4000 см³.

Динамика и статика остальных элементов определяют спектр и характер

L,
дБ
70
Б.

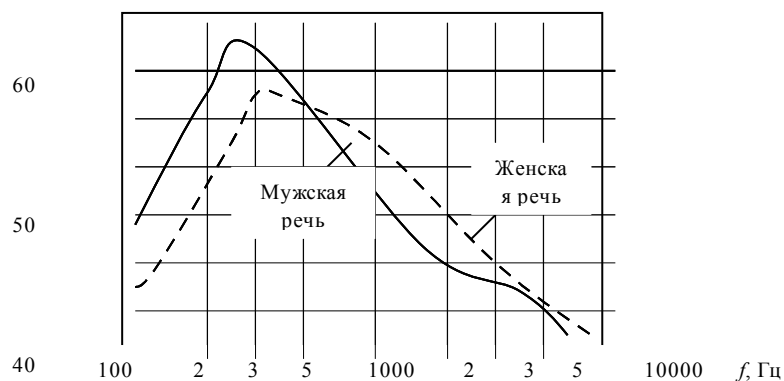


Рисунок 2.8 - Средний спектральный состав мужской и женской речи

У женщин и мужчин различны. У женщин преобладают более высокие составляющие. На рисунке 2.8 представлен средний спектральный состав мужской и женской русской речи. Заметим, что пиковое значение амплитуды звуков, создаваемых певцами, может быть значительным.

Механизм образования человеческой речи сходен с звукообразованием в язычковых инструментах. Статический поток воздуха, поступающий из легких, возбуждает голосовые связки, вызывая их первичные колебания пилообразной формы. Резонансные элементы полости рта избирательно усиливают различные гармоники первичных колебаний, благодаря чему звук получав свою тембральную окраску. При восприятии звуков речи основное значение имеют участки спектра, называемые формантами, в которых сосредоточены наиболее интенсивные составляющие.

Формантный состав звуков русской речи приведен на рисунке 2.9, где по горизонтали в произвольном порядке расположены некоторые звуки (буквы), а по вертикали соответствующие им частотные участки. Очевиден широкий частотный диапазон речевого сигнала.

Направленность голосового аппарата существенно изменяется с частотой: на низких частотах направленность выражена на средних – на направленности сказываются рассеивающие свойства головы, расположенной вплотную к источнику звука, и, наконец, на высоких частотах направленные свойства проявляются в полном соответствии с размерами источника и длиной звуковой волны. В первом приближении направленные свойства голосового аппарата можно представлять соответствующими излучению поршня (рта), помещенного на поверхности сферы (головы).

2.3 Воздействие шума и вибрации на организм

2.3.1 Воздействие шума

Многочисленные исследования и повседневная деятельность свидетельствуют, что шум высокой интенсивности оказывает на человеческий организм вредное влияние: изменяется ритм сердечной деятельности, повышается кровяное давление, ухудшается слух, ускоряется процесс утомляемости, замедляются физические и психологические реакции. В целом – шум один из факторов, снижающих производительность труда. Так, при работах, требующих повышенного внимания, с увеличением уровня звука от 70 до 90 дБ производительность труда снижается на 20 %.

При обследовании рабочих многих шумных производств обнаружены различные расстройства функционального состояния центральной нервной системы, секторной и моторной систем, а также желудочного тракта.

Неприятное воздействие шума в некоторой степени зависит от индивидуального отношения к нему: так, шум, производимый самим оператором, менее беспокоит его, чем слабый раздражающий шум постороннего источника (звук пилы на соседнем дворе раздражает больше, чем шум, создаваемый ударами собственного молотка, если забивать гвозди, хотя в последнем случае создается более значительный шум).

Шумы со сплошными спектрами менее раздражают, чем шумы, содержащие тональные составляющие. Шумы речевого характера (даже если они неразборчивы) раздражают более сильно, чем музыкальные. Высокочастотные компоненты возбуждают более заметно, чем низкочастотные. К неприятным шумам относятся шумы, изменяющиеся по частоте и интенсивности.

При импульсных и нерегулярных шумах степень их воздействия повышается.

Функциональные расстройства нервной системы наступают раньше, чем снижение слуховой чувствительности. Поэтому шумовая болезнь характеризуется медициной комплексом симптомов: снижением слуховой чувствительности, изменением функции пищеварения (понижение кислотности), сердечно-сосудистой недостаточностью, нейроэндокринным расстройством.

Гигиенические рекомендации по установлению уровней шума на рабочих местах с учетом напряженности и тяжести труда, рекомендуемые НИИ охраны труда и профессиональных заболеваний академии медицинских наук России, представлены в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Рекомендации по допустимым уровням шума, на рабочих местах в децибелах

Категория нервной напряженности труда	Категория физической тяжести труда			
	Легкая	Средняя	Тяжелая	Очень тяжелая
Мало напряженный	80	80	75	75
Умеренно напряженный	70	70	65	65
Напряженный	60	60	Условия труда не допустимы	Условия труда не допустимы
Очень напряженный	50	50	То же	То же

После 6–8 лет работы в условиях повышенного шума наступает устойчивое снижение слуха. Критерием риска повреждения слуха считается уровень шума, равный 90 дБА, при продолжительном ежедневном воздействии в течение 10 лет.

Степень вредности слабого шума зависит от того, насколько он нарушает привычный шум (фоновое значение). Шум действует также и во сне; кроме того, он вреден при пробуждении от резких звуков.

2.3.2 Воздействие вибрации

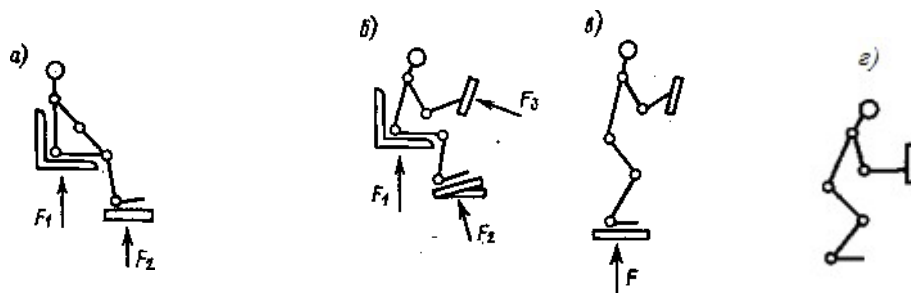
Воздействие вибрации на организм человека также велико. Действие колебаний, передающихся через мягкие ткани, а особенно костные конструкции, зависит от места приложения, частоты, продолжительности действия, направления колебаний и их интенсивности, а также от индивидуальных особенностей человека. На рисунке 2.10 условно показаны основные схемы передачи вибрации от колеблющихся механизмов телу человека.

Наиболее опасны вибрации в диапазоне частот собственных колебаний всего человеческого тела (3–6 Гц). При колебаниях в диапазоне 6–11 Гц происходят резонансные колебания отдельных частей человеческого тела; колебания в диапазоне 10–100 Гц могут вызвать функциональные расстройства ряда внутренних органов, ухудшить зрение (резонансная частота комбинации голова – плечи 20–30 Гц, глазного яблока – 60–90 Гц). Механические колебания высоких частот вызывают вибрационную болезнь. При постоянно действующих вибрациях производительность труда заметно падает.

Влияние вибрации на функциональное состояние человека сказывается на повышении утомляемости, увеличении времени зрительной и двигательной реакции, нарушении вестибулярных реакций, координации движения. Это же влияние на физиологическое состояние выражается в нарушении сердечно-сосудистой деятельности, нарушении функций опорно-двигательного аппарата, поражении мышечных тканей и суставов, развитии нервных заболеваний. Женщины более чувствительны, чем мужчины, к воздействию вибрации на частотах 4–80 Гц.

В результате вибрационного воздействия снижаются производительность труда, качество выполняемой работы, а при долговременном воздействии возникает профессиональное заболевание – вибрационная болезнь, отличающаяся многогранностью симптомов и особенностями клинического течения. Эта болезнь относится к группе заболеваний, где обратное развитие (выздоровление)

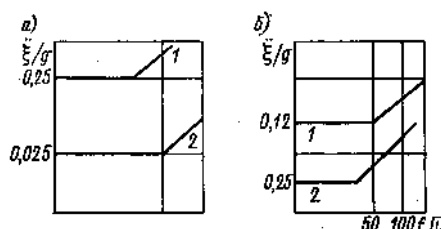
возможно лишь на ранних стадиях, причем восстановление нарушенных функций протекает медленно (от месяцев до нескольких лет).



а – пассажир; б – водитель; в – станочник; г – оператор ручных машин

Рисунок 2.10 - Типовые схемы передачи вибрации от колеблющихся механизмов телу человека

Чаще всего вибрационная болезнь наблюдается у лиц, работающих с ручными инструментами и обслуживающих движущиеся механизмы (трактора, виброкатки).



1 – нетерпимо; 2 – слегка беспокоит

Рисунок 2.11 - Качественное воздействие вертикальной (а) и горизонтальной (б) вибраций на человеческий организм

Ориентировочное действие горизонтальной и вертикальной вибраций на человеческий организм показано на рисунке 2.11.

Под действием шума и вибрации нарушается также равновесие и координация движений.

При совместном действии шума и вибрации на человеческий организм (а это случается довольно часто) вызываемые ими эффекты заметно усиливаются.

2.4 Нормирование шума. Санитарные нормы по ограничению шума

Первые санитарные нормы были разработаны в Советском Союзе под руководством И. И. Славина в 1956 г. В настоящее время действует система стандартов безопасности труда, относящихся к шуму. Основным (принято говорить основополагающим) является действующий ГОСТ 12.1.003—83 «Шум. Общие требования безопасности». Указанная система совместно со стандартами СЭВ и международными рекомендациями (стандартами) ИСО определяет нормы шума и методы определения шумовых характеристик.

Нормируется шум и в других странах (Англии, ФРГ, Дании, Швеции и т. д.).

В соответствии с ГОСТ 12.1.003-83 устанавливаются: классификация шума, характеристики и норма шума на рабочих местах, меры защиты от шума, требования к шумовым характеристикам машин и методы их измерения.

По характеру спектра (в указанном стандарте) шум разделяется на широкополосный, с непрерывным спектром более одной октавы, и тональный, в спектре которого имеются слышимые дискретные тона. Тональный шум характеризуется тем, что при измерениях в третьоктавной полосе частот уровень в одной полосе отличается от уровней в соседских полосах не менее чем на 10 дБ.

По временным характеристикам шум делится на постоянный, уровень которого за 8-часовой рабочий день изменяется не более чем на 5 дБА и непостоянный, уровень которого в тех же условиях изменяется более чем на 5 дБА.

Непостоянный шум, в свою очередь, разделяется на колеблющийся, уровень которого непрерывно изменяется во времени (флюктуирует), прерывистый, с резко падающим уровнем, более чем на 5 дБА, и длительностью интервалов, в течение которых уровень остается постоянным, 1 с и более, а также импульсный, состоящий из одного или нескольких звуковых сигналов каждый длительностью менее 1с.

Постоянный шум на рабочих местах согласно ГОСТ характеризуется уровнями звукового давления, дБ, в октавных полосах со следующими среднегеометрическими частотами, Гц: 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000, 8000. Допускается использование коррекции уровней звука, дБА, по шкале А. Характеристикой непостоянного шума на рабочих местах является эквивалентный по энергии уровень звука (в дБА).

В таблице 2.2 приведены частотные границы и средние значения частот согласно ГОСТ 17168-71 для октавных и третьоктавных фильтров.

Таблица 2.2 – Частотные границы средние частоты, октавных и третьоктавных фильтров в герцах

Средняя геометрическая частота	Границы третьоктавной полосы	Границы октавной полосы
16	14-18	11-22
20	18-22	
25	22-28	
31,5	28-35	22,5-45
40	35-45	
50	45-55	
63	55-70	45-90
80	70-90	
100	90-113	
125	113-141	90-180
160	141-181	
200	181-226	

250	226-282	180-356
315	282-356	
400	356-450	
500	450-565	355-710
630	565-710	
800	710-900	
1000	900-1130	710-1400
1250	1130-1415	
1600	1415-1800	
2000	1800-2260	1400-2800
2500	2260-2820	
3150	2820-3560	
4000	3560-4500	2800-5600
5000	4500-5650	
6300	5650-7100	
8000	7100-9000	5600-11200
10000	9000-11300	
12500	11300-14100	
16000	14100-18100	11200-22400
20000	18100-22600	

2.4.1 Стандарты безопасности труда, относящиеся к шуму

В государственных стандартах установлено, что для обеспечения допустимых шумовых характеристик рабочих мест при разработке технологических процессов, проектировании, изготовлении и эксплуатации машин и механизмов, производственных зданий и сооружений, а также при организации рабочего места следует принимать необходимые меры по снижению шума путем использования шумобезопасной техники.

Государственные стандарты, связанные с шумом, могут быть разбиты на несколько групп.

Первая группа стандартов относится к нормам допустимых уровней шума (ГОСТ 12.1.003-83, ГОСТ 12.1.036-81, ГОСТ 22283-76, ГОСТ 12.1.001-83) в жилых и общественных зданиях, авиационного шума на территории застройки и ультразвукового шума на рабочих местах.

Вторая группа стандартов (ГОСТ 20445-75, ГОСТ 12.4.077-79, ГОСТ 23337-82) содержит методы измерения шума и ультразвука на рабочих местах в производственных помещениях, жилых и общественных зданиях.

Третья группа стандартов устанавливает методы определения шумовых характеристик машин, в том числе порядок определения предельно допустимых и технически достижимых их шумовых характеристик. Эта группа включает семь стандартов (ГОСТ 12.1.023-80 – ГОСТ 12.1.028-80 и ГОСТ 23941-79), устанавливающих два точных, два технических и один ориентировочный методы определения шумовых характеристик источников шума.

Четвертая группа стандартов регламентирует процедуру оценки эффективности шумозаглушающих конструкций и устройств (ГОСТ 16297-80, СТ СЭВ 1929-79, ГОСТ 15116-79, ГОСТ 23426-79).

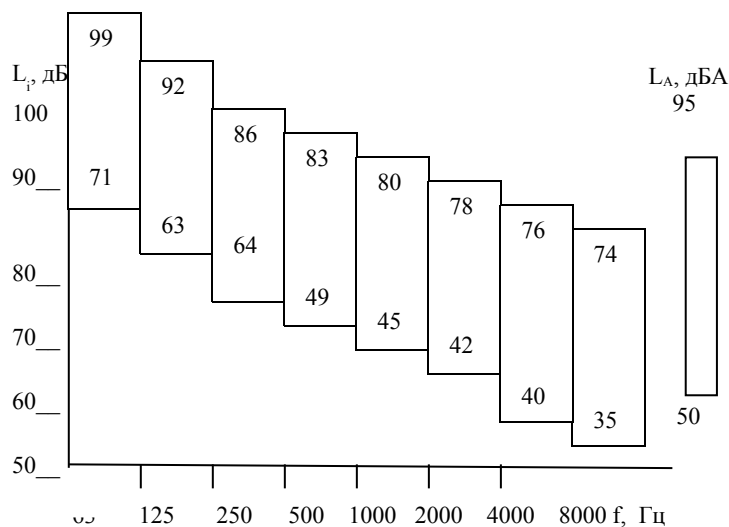


Рисунок 2.12 - Области максимальных допустимых значений уровней нормируемого шума

Таблица 2.5 – Допустимые уровни звукового давления на рабочих местах в третьоктавных уровнях в ультразвуковой области частот

Среднегеометрическая частота, кГц	Допустимый уровень звукового давления, дБ
12,5	80
16,0	90
20,0	100
25,0	105
От 31,5 до 100,0	110

Пятая, группа определяет требования, предъявляемые к шумозаглушающим конструкциям, устройствам и материалам (ГОСТ 12.1.029–80, ГОСТ 23499–79, ГОСТ 18108–80).

Допустимые уровни звукового давления в октавных полосах, уровни звука и эквивалентные уровни для широкополосного шума на рабочих местах, соответствующие различным производственным ситуациям, следует выбирать по таблице 2.3; для тонального и импульсного шума – на 5 дБ меньше указанных в таблице.

На рисунке 2.12 показана область амплитуд нормируемых шумов, охватывающая максимально допустимые значения, соответствующие различным условиям на рабочих местах.

Допустимые уровни шума в жилых и общественных зданиях приведены в таблице 2.4. Отметим, что для шума, создаваемого в помещениях системами кондиционирования воздуха, воздушного отопления и вентиляции, допустимые уровни следует принимать на 5 дБ ниже указанных в таблице (ГОСТ 12.1.036–81, СТ СЭВ 2834–80).

В связи с широким распространением разнообразных ультразвуковых устройств промышленного и бытового назначения, а также выявленной

опасностью для здоровья людей, которую представляют ультразвуковые колебания, превышающие определенные значения, ГОСТ 12.1.001–83 определяет допустимые уровни звукового давления на рабочих местах в третьоктавных полосах со среднегеометрическими частотами от 12,5 до 100 кГц (таблица 2.5).

По этому же стандарту при передаче ультразвуку контактным путем пиковое значение виброскорости в диапазоне частот от 105 до 109 Гц не должно превышать 110 дБ относительно $5 \cdot 10^{-8}$ м/с. Указанные уровни должны быть обеспечены соответствующим проектированием шумящих агрегатов, а также специальными мерами по снижению шума.

Указанные уровни должны быть обеспечены соответствующим проектированием шумящих агрегатов, а также специальными мерами по снижению шума.

2.4.2 Стандарты по методам измерения шумовых характеристик

Методы измерения шумовых характеристик в местах нахождения людей также регламентируются рядом стандартов, основным из которых является ГОСТ 2394–79 (СТ СЭВ 541–77). Шумовые характеристики источников шума предлагается использовать для:

- определения уровней звукового давления или уровней звука на заданных расстояниях от источника шума;
- сравнения уровней шума одного или разных видов источников;
- сравнения шумовых характеристик с установленными предельными значениями;
- планирования и оценки мероприятий по снижению шума.

Установлены следующие шумовые характеристики источников шума:

- скорректированный уровень звуковой мощности L_{PA} , дБА;
- уровень звуковой мощности в полосах частот L_p , дБ;
- уровень звука в контрольных точках L_A , дБА;
- уровень звукового давления в полосах частот в контрольных точках L_i , дБ;
- максимальный показатель направленности излучения шума в октавных полосах частот G_{max} , дБ;
- максимальный показатель направленности излучения шума G_{Amax} , дБА.

Для непостоянных шумов определяют эквивалентные уровни, для импульсных уровней звука L_{AI} .

Таблица 2.3 – Допустимые уровни звукового давления на рабочих местах при широкополосном шуме

Рабочие места	Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц								Уровни звука и эквивалентные уровни, дБА
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Помещения конструкторских бюро, расчетчиков, программистов вычислительных машин, лабораторий для теоретических работ и обработки и экспериментальных данных, приема больных в здравпунктах	71	61	54	49	451	42	40	38	50
Помещения управления, рабочие комнаты	79	70	68	58	55	52	50	49	60
Кабины наблюдений и дистанционного управления:									
- без речевой связи по телефону	94	87	82	78	75	73	71	70	80
- с речевой связью по телефону	83	74	68	63	60	57	55	54	65
Помещения и участки точной сборки; машинописные бюро	83	74	68	63	60	57	55	54	65
Помещения лабораторий для проведения экспериментальных работ; для размещения шумных агрегатов вычислительных машин	99	87	82	78	75	73	71	70	80
Постоянные рабочие места и рабочие зоны в производственных помещениях и на территории предприятий	99	92	86	83	80	78	76	74	85
Кабины машинистов тепловозов, электровозов, дизель-поездов и автотрициклов ж/д транспорта	95	87	82	78	75	73	71	69	80
Помещения для персонала вагонов поездов дальнего следования, служебных отделений рефрижераторных поездов, электропоездов, вагонов электростанций ж/д транспорта	83	74	68	63	60	57	55	54	65
Межобластные вагоны и вагоны рестораны ж/д транспорта									
Вагоны пригородных поездов и электросекций, кабины машинистов электросекций	87	79	72	68	65	63	61	59	70
Машинные отделения морских, озерных и речных судов с постоянной вахтой	91	83	77	73	70	68	66	64	75
Кабины и салоны самолетов и вертолетов	99	92	86	83	80	78	76	74	85
Рабочие места тракторов, строительных и дорожных машин, грузового транспорта	95	88	82	78	75	73	71	60	80
	99	92	86	83	80	78	76	74	85

Таблица 2.4 – Допустимые уровни звукового давления в жилых и общественных зданиях

Помещения	Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц								Уровни звука и эквивалентные уровни, дБА
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Палаты больниц и санаториев, днем	59	48	40	34	30	27	24	23	35
То же, ночью	51	39	31	24	20	17	14	13	25
Кабинеты врачей, днем	63	52	45	39	35	32	30	28	40
Классные помещения, учебные кабинеты, читальные залы, залы совещаний, днем	63	52	45	39	35	32	30	28	40
Жилые комнаты квартир, спальня, комнаты учреждений:									
- днем	63	52	45	39	35	32	30	28	40
- ночью	55	44	35	29	25	22	20	18	30
Номера в гостиницах:									
- днем	67	57	49	44	40	37	35	33	45
- ночью	59	48	40	34	30	27	25	23	35
Холлы гостиниц, общежитий, днем	71	61	54	49	45	42	40	38	50
Залы кафе, ресторанов, столовых, днем	75	66	59	54	50	47	45	43	55
Торговые залы, залы ожидания предприятий, вокзалы, днем	79	70	63	58	55	52	50	49	60

Режимы работы источника шума при оценке его акустических свойств должны соответствовать установившимся режимам: при нормальной нагрузке, полной нагрузке, отсутствии нагрузки; максимальном скорректированном уровне звуковой мощности и различных операциях (стадиях) технологического процесса.

При измерении шумовых характеристик мест нахождения людей должны определяться следующие величины:

- уровень звука L_A , дБА;
- уровень звукового давления в октавных полосах L_i , дБ;
- эквивалентные уровни звука $L_{Aэкв}$, дБА, для непостоянных шумов;
- уровни звука L_{Ai} , для импульсных шумов.

Рассмотрим расчетные выражения для определения некоторых из перечисленных величин:

- 1) уровень звука вычисляют L_A , в дБА по результатам измерений уровней звукового давления L_i в октавных полосах по формуле

$$L_A = 10 \lg \sum_{i=1}^n 10^{0,1(L_i + k_{Ai})}, \quad (2.4)$$

где k_{Ai} – поправка по частотной характеристике А для i -й полосы частот;
 n – число частотных полос.

Кроме этого, уровень звука может быть непосредственно измерен шумомером при включении характеристики А без полосовых фильтров;

- 2) эквивалентные уровни звука определяют по формуле, дБА,

$$L_{Aэкв} = 10 \lg \left[\frac{1}{\sum_{i=1}^n f_i} \sum_{i=1}^n f_i \cdot 10^{0,1L_{Ai}} \right], \quad (2.5)$$

где f_i – доля числа отсчетов в i -м интервале уровней за время измерений от общего времени;

L_{Ai} – средний уровень звука в i -м интервале, дБА;

- 3) скорректированный уровень звуковой мощности вычисляют по формуле:

$$L_{PA} = 10 \lg \sum_{i=1}^n 10^{0,1(L_{Pi} + k_{Ai})}, \quad (2.6)$$

где L_{Pi} – уровень звуковой мощности в i -й полосе частот, дБ;

- 4) показатель направленности источника шума, установленного на звукоотражающей плоскости, определяют по формуле

$$G_i = L_i - L_M + 3, \quad (2.7)$$

где L_i – уровень звукового давления в октавной полосе (или уровень звука в i -й точке на измерительной поверхности), дБ (дБа).

L_M – средний уровень звукового давления в полосе частот (или средний уровень звука по измерительной поверхности), дБ (дБА),

$$L_M = 10 \lg \left[\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n 10^{0,1L_i} \right], \quad (2.8)$$

или

$$L_M = \sum_{i=1}^n L_i / n, \quad (2.9)$$

если усредняемые уровни различаются между собой не более чем на 5 дБ или дБА;

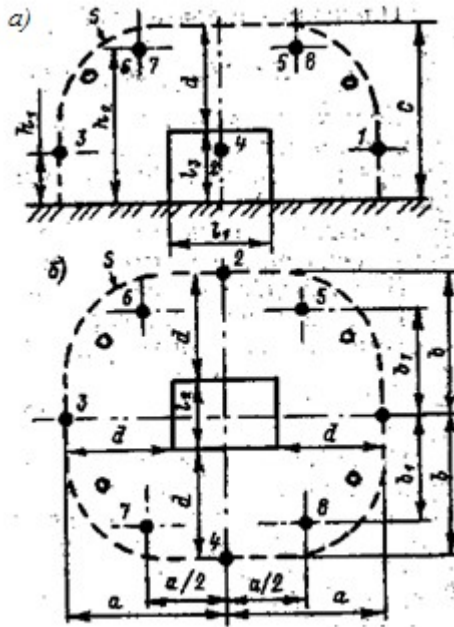
5) показатель направленности источника при излучении сферических волн вычисляется по формуле

$$G_i = L_i - L_M. \quad (2.10)$$

ГОСТ 12.1.026 – 80 (СТ СЭВ 1412–78) устанавливает технический метод измерения уровня звуковой мощности в полосах частот, скорректированного по характеристике А, определения показателя направленности излучения источников всех видов шума в свободном звуковом поле над звукоотражающей поверхностью.

ГОСТ 12.1.027–80 (СТ СЭВ 1414–78) устанавливает технический метод измерения уровней звуковой мощности в полосах частот (октавных или треть-октавных), а также скорректированного по характеристике А уровня звуковой мощности источников постоянного широкополосного и тонального шума в реверберационных камерах и помещениях.

Кратко рассмотрим стандартные условия измерения шума источника, предполагаемого в «свободном» измерительном объеме – открытой площадке, заглушенной камере. Расстояние от точек измерения до посторонних предметов и ограждений должны превышать удвоенные размеры измерительных поверхностей (рисунок 2.13 а и б) или удвоенный радиус измерительной поверхности. Шум помех должен быть не менее чем на 10 дБ ниже уровня измеряемого шума. Испытываемый источник устанавливают в середине испытательной площадки на звукоотражающей плоскости. В качестве измерительной поверхности принимают полусферу или поверхность, расположенную на одном и том же расстоянии от параллелепипеда, огибающего источник, и заканчивающегося на отражающей поверхности.



а – вид сбоку; б – вид сверху

Рисунок 2.13 – К измерению шума источника, располагаемого в измерительном объеме

Измерительное расстояние должно обеспечивать условия свободного звукового поля (т.е. быть вне зоны ближнего поля источника шума). При измерениях в закрытых помещениях измерительное, расстояние d должно отвечать неравенству

$$d < \sqrt{A_s} / 50, \quad (2.11)$$

где A_s – эквивалентная площадь поглощения на частоте измерения.

Как правило, измерительное расстояние выбирают порядка 1 м (если позволяют конструкции измеряемого источника).

При измерениях направленности используют полусферическую измерительную поверхность с радиусом, большим, чем удвоенный максимальный размер огибающего источник шума параллелепипеда, или равным ему.

Характерные размеры измерительной поверхности доходят из соотношений (рисунок 2.13)

$$a = 0,5l_1; \quad b = 0,5l_2 + d; \quad c = l_3 + d, \quad (2.12)$$

где l_1, l_2, l_3 – размеры основания и высоты параллелепипеда, огибающего источник шума.

Площадь измерительной поверхности находят по формуле

$$S = 4(ab + bc + ac)(a + b + c)(a + b + c + 2d), \quad (2.13)$$

Количество точек измерения должно быть не менее 8. Они должны располагаться так, как показано на рисунке 2.13. Если при измерениях разность между уровнями звука в точках 1 – 8 превышает 8 дБА, то число точек измерения

должно быть удвоено и их следует располагать между основными (на рисунке 2.13 эти точки показаны светлыми кружками).

При определении направленности (и показателя направленности) точки измерения следует располагать на полусфере с угловыми интервалами не более 30°.

2.5 Методы и средства борьбы с шумом

2.5.1 Общие положения

В соответствии с ГОСТ 12.1.003–83 защита от шума должна достигаться разработкой шумобезопасной техники, применением средств и методов коллективной защиты по ГОСТ 12.1.029–80 и применением средств индивидуальной защиты по ГОСТ 12.4.051–78, а также строительно-акустическими методами. Меры во защите от шума должны приниматься при разработке технологических процессов, изготовлении и эксплуатации машин, производственных зданий и сооружений, а также при организации рабочего места.

Средства и методы защиты от шума, применяемые на рабочих местах производственных и вспомогательных помещений, на территории промышленных предприятий, в помещениях жилых и общественных зданий, а также на сельской территории городов и населенных пунктов, по отношению к защищаемому объекту подразделяются на средства и методы коллективной защиты и средства индивидуальной защиты.

Средства коллективной защиты по отношению к источнику возбуждения шума подразделяются на средства, снижающие шум в источнике его возникновения, и средства, снижающие шум на пути его распространения от источника до защищаемого объекта.

Средства, снижающие шум в источнике его возникновения, в зависимости от характера воздействия подразделяются на средства, снижающие возбуждение шума, и средства, снижающие звукоизлучающую способность источника шума.

Средства, снижающие шум в источнике его возникновения, в зависимости от характера шумообразования подразделяются на средства, снижающие шум вибрационного (механического) происхождения, аэродинамического и гидродинамического происхождения, электромагнитного происхождения.

Средства, снижающие шум на пути его распространения в зависимости от среды подразделяются на средства, снижающие передачу воздушного шума, и средства, снижающие передачу структурного шума.

Средства защиты от шума в зависимости от использования дополнительного источника энергии подразделяются на пассивные, в которых не используется дополнительный источник энергии, и активные, в которых используется дополнительный источник энергии.

Средства коллективной защиты от шума в зависимости от способа реализации подразделяются на акустические, архитектурно-планировочные и организационно-технические.

Акустические средства защиты от шума в зависимости от принципа действия подразделяются на средства звукоизоляции, средства звукопоглощения, средства виброизоляции, средства демпфирования и глушители шума.

В п. 2.5.2–2.5.4 кратко рассмотрены методы и средства защиты от шума. Систематическое изложение расчета, проектирования и подробное описание шумозащитных конструкций, устройств и мероприятий приведено в соответствующих главах.

Для решения вопросов о необходимости и целесообразности снижения шума необходимо знать уровни шума на рабочих местах.

Шумы очень высокой интенсивности, превышающие норму на 40 дБ (А) и более, в производствах достаточно редки. Они имеют место при обрубке швов внутри замкнутых металлических емкостей, наклепе на автоматических станках, взрывных технологических процессах и на отдельных испытательных стендах.

Шумы, превышающие норму на 30 дБ (А), наиболее часто встречаются на металлургических и машиностроительных предприятиях и связаны с работой пневматических ручных машин, кузнечно-прессовых машин, с процессами выбивки и формовки в литейных цехах, на испытательных стендах и др.

Шумы, превышающие норму на 20 дБ (А), характерны для многих цехов и участков металлургических и машиностроительных предприятий, ткацкого производства, деревообработки.

Шумы, превышающие норму на 5–15 дБ (А), характерны для многих отраслей промышленности, и в первую очередь для машиностроения.

С точки зрения эмиссии наиболее шумоопасными являются практически все виды ручных машин, большинство видов кузнечно-прессового и деревообрабатывающего оборудования, все ткацкие, прядильные, крутильные и гребеночесальные машины текстильной промышленности. Для ряда конкретных видов машин и технологического оборудования возможно добиться снижения шума непосредственно в источнике, предусмотрев необходимые средства шумоглушения.

Для ориентировочной оценки «акустического совершенства» машины можно использовать отношение звуковой мощности, излучаемой машиной, к общей мощности машины (ее «акустический КПД»). Если излучаемая мощность составляет 10-5 от общей мощности машины, то она «акустически несовершенна». Необходимо стремиться, чтобы излучаемая звуковая мощность составляла не более 10-8 от общей мощности машины.

2.5.2 Снижение шума в источнике

Снижение шума в источнике может быть достигнуто применением процессов и оборудования, не создающих чрезмерного шума. К их числу относятся электрофизические методы в металлообработке, создание неразъемных соединений сваркой, склеиванием, прессованием и с помощью безударных специальных заклепок, автоматизация формовки и зачистки в литейном производстве, литье под давлением, технология профильного шлифования, уплотнение прессованием вибрационного и ударного уплотнения, применение гидравлического привода взамен пневматического, тонкое литье вместоковки и др.

Для выбора того или иного пути уменьшения шума данного производственного оборудования или машины необходимо знать его природу. Шумы машин могут быть механическими, аэродинамическими, гидродинамическими, электромагнитными. Методы и техника борьбы с указанными шумами в источнике его возникновения рассмотрены в других главах.

2.5.3 Строительно – акустические мероприятия по защите от шума

Снижение производственного шума по пути его распространения достигается комплексом строительно-акустических мероприятий, состоящих из акустических и архитектурно-планировочных.

Основным нормативным документом, устанавливающим требования к строительно-акустическим методам борьбы с шумом, является глава СНиП II-12-77 «Защита от шума», содержащая нормы и правила проектирования шумоглушения строительно-акустическими, градостроительными и архитектурно-планировочными методами и включающая общие требования по проектированию мероприятий по шумоглушению, порядок проведения акустических расчетов, состав шумовых характеристик источников шума, нормы допустимого шума основные принципы определения уровней звукового давления в расчетных точках, порядок расчета требуемого снижения шума и указания по выбору, расчету и проектированию шумоглушающих конструкций, устройств и мероприятий.

В развитие главы СНиП II-12-77 разработаны четыре руководства, которые развивают отдельные его положения, содержат различные пояснения и примеры расчетов.

Вопросы расчета и проектирования строительно-акустических мероприятий по защите от шума в отдельных отраслях промышленности изложены в отраслевых нормативно-технических документах.

Меры по борьбе с шумом следует предусматривать уже на стадии проектирования генеральных планов промышленных предприятий и планировок помещений в отдельных цехах. Так, при расположении промышленных зданий на генеральном плане не допускается размещение объектов, требующих особой защиты от шума (лабораторно-конструкторских корпусов, вычислительных центров, административных и тому подобных зданий), в непосредственной близо-

сти от шумных помещений (испытательных боксов авиационных двигателей, газотурбинных установок, компрессорных станций и т. п.). Наиболее шумные объекты необходимо компоновать в отдельные комплексы. При планировке помещений внутри зданий нужно предусматривать максимально возможное удаление тихих и малошумных помещений от помещений с интенсивными источниками шума.

Для уменьшения шума, излучаемым промышленным оборудованием в атмосферу, необходимо предусматривать применение материалов и конструкций при проектировании кровля, наружных стен, фонарей, остекления (окон), ворот, дверей, которые смогут обеспечить требуемую звукоизоляцию; использование ворот и дверей с необходимой звукоизоляцией; уплотнение по периметру притворов ворот, дверей и окон; звукоизоляцию и виброизоляцию технологических коммуникаций, проходящих через наружные ограждающие конструкции зданий, а также устройство звукоизолированных боксов и звукоизолирующих кожухов при размещении шумящего оборудования на территории промышленных предприятий.

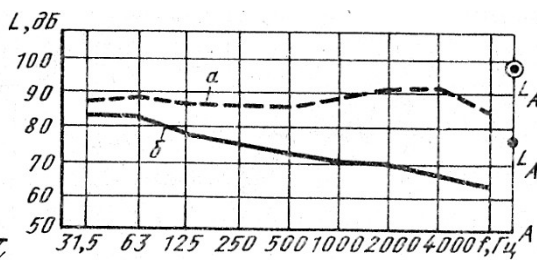
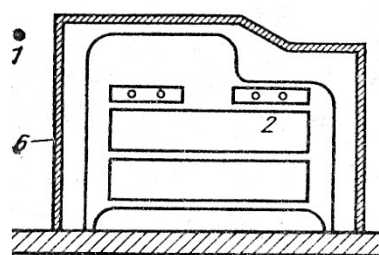
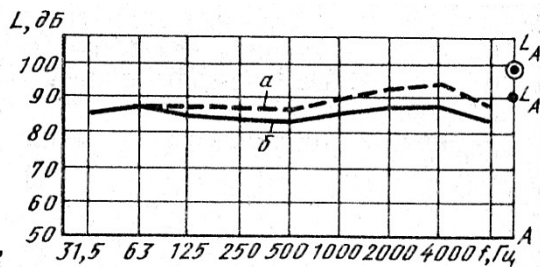
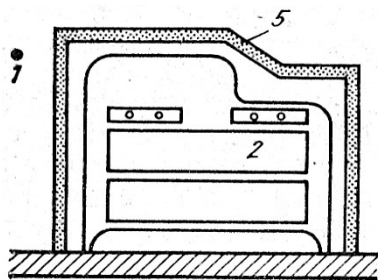
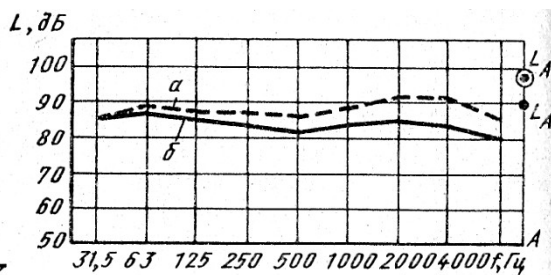
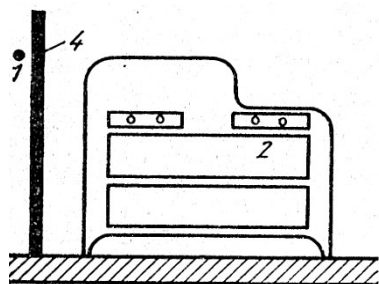
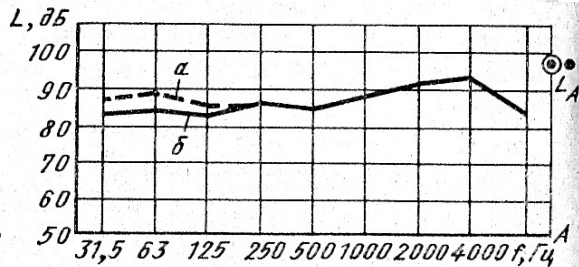
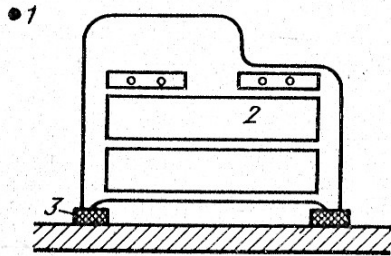
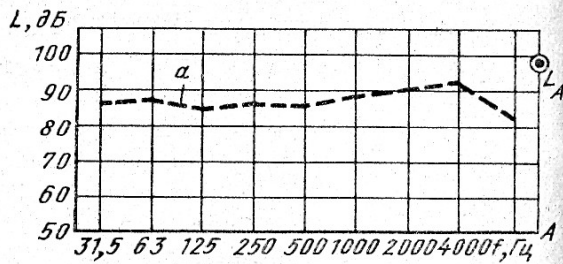
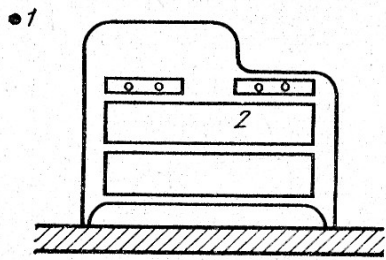
В некоторых случаях целесообразно применение звукоотражающих экранов, препятствующих распространению звука в атмосферу от оборудования, размещенного на территории промышленной площадки.

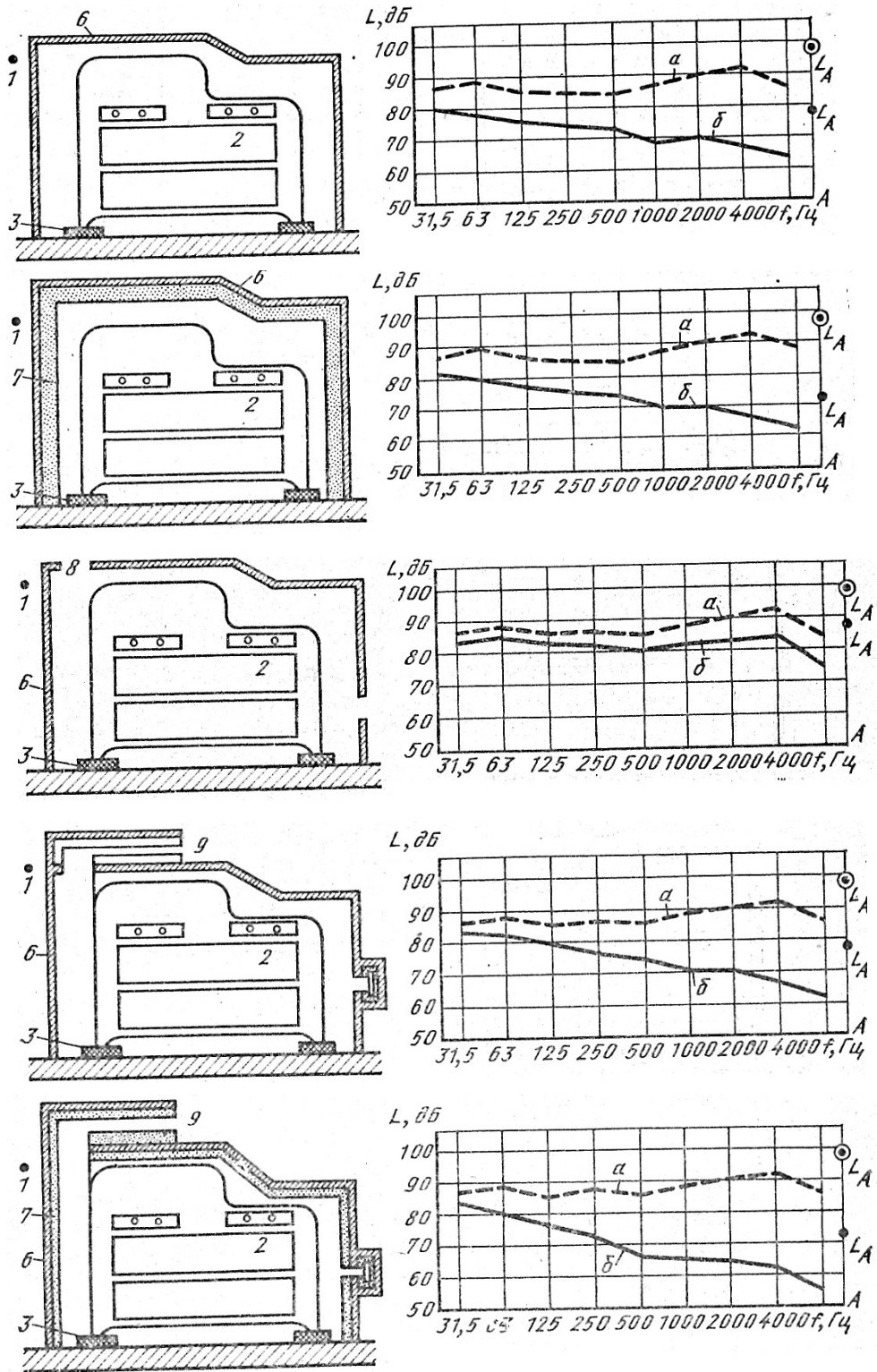
В газовоздушных трактах установок, излучающих шум в атмосферу (испытательных боксов двигателей, газотурбинных установок, компрессоров, вентиляционных и тому подобных установок), необходимо устройство глушителей шума.

При составлении технологических планировок производственных участков и цехов необходимо выделять наиболее шумное оборудование в отдельные звукоизолированные помещения (либо типа боксов на одну или две единицы оборудования, либо в помещениях типа общих залов).

Для шумных помещений, граничащих с тихими помещениями, следует применять ограждающие конструкции (перекрытия, стены, двери, ворота, окна) с достаточной звукоизоляцией, обеспечивающей требуемое снижение шума. Ворота, двери, окна должны быть тщательно подогнаны к проемам и иметь уплотнение по контуру из пористой резины. Особое внимание следует уделять звукоизоляции технологических проемов в стенах и перегородках, отделяющих шумные помещения от тихих.

Размещение вспомогательного оборудования и участков (машинных залов, насосных, вентиляционных камер и др.) следует производить в изолированных от основных цехов помещениях. Вентиляционные установки не должны создавать шум в производственных помещениях, превышающий уровни, допустимые по нормам. В случае необходимости для них должны быть подобраны глушители на основании акустического расчета, а сами вентиляторы должны быть заключены в звукоизоляционные кабины или кожухи.





а – до применения средств шумоглушения; б – после применения средств шумоглушения; А – частотная коррекция А; L_A – уровень звука, дБ (А). 1- точка наблюдения; 2 – машина; 3- виброизолятор; 4 – твердый экран; 5-кожух из пористого материала; 6- кожух из жесткого непористого материала; 7- звукопоглощающий материал; 8- вентиляционное отверстие; 9- канал со звукопоглощающей облицовкой

Рисунок 2.14 – Пример эффективности средств снижения шума машины

При установке оборудования с динамическими нагрузками необходимо предусматривать мероприятия по его виброизоляции. Это необходимо для устранения передачи в соседние помещения вибраций и звука по строительным конструкциям здания (структурного шума). Передачу структурного шума в другие помещения можно снизить также путем создания виброизоляции в самих строительных конструкциях за счет применения самостоятельных виброизолированных фундаментов под оборудование с динамическими нагрузками и устройствами акустических швов, разрывов в конструкциях здания и пр.

Выбор тех или иных мероприятий, определение необходимости и целесообразности их применения производятся на основе анализа шумовых характеристик оборудования, предусмотренного проектом, а также размеров, конструктивных особенностей (наличия фонарей, ферм и т.д.) и акустических характеристик помещений, в которых оно размещено.

Для уменьшения шума, проникающего в изолируемое помещение, следует применять при проектировании ограждений материалы и конструкции, обеспечивающие требуемую звукоизолирующую способность: использовать двери и окна кабин наблюдения с требуемой звукоизолирующей способностью, устраивать звукопоглощающие облицовки потолка и стен или штучные звукопоглотители в изолируемом помещении; обеспечить акустическую виброизоляцию агрегатов, расположенных в том же здании; применять звукоизолирующие и вибродемпфирующие покрытия на поверхности трубопроводов, проходящих по помещению; использовать глушители шума в системах принудительной вентиляции и кондиционирования воздуха.

Для уменьшения шума в помещении с расположенными в нем источниками шума следует предусматривать: кабины наблюдения, дистанционного управления и специальные боксы для наиболее шумного оборудования; звукоизолирующие кожухи, акустические экраны и выгородки; вибродемпфирующие покрытия на вибрирующие тонкие металлические поверхности; звукопоглощающие облицовки стен и потолка или штучные звукопоглотители; звукоизолированные кабины и зоны отдыха для обсуживающего персонала. На рисунке 2.14 приведен пример, показывающий эффективности снижения шума машины средствами звукоизоляции, звукопоглощения и виброизоляции в отдельности и в комплексе.

2.5.4 Защита от шума применением дистанционного управления машинами, средств индивидуальной защиты и организационно-технических мероприятий

Дистанционное управление машинами позволяет иногда эффективно решать вопросы защиты от шума. В этих случаях персонал располагается либо в помещениях зданий, удаленных от источников шума (например, в блочных щитах управления на электростанциях), либо в специальных кабинах наблюдения и дистанционного управления, располагаемых в цехах промышленных предприятий. Снижение шума, обеспечиваемое кабинами наблюдения и дистанционного управления, обычно не превышает 20-30 дБ.

Во всех особо шумных цехах и участках, где на рабочих местах шумных технологических процессов невозможно снизить шум строительно-акустическими методами, не изменив сам технологический процесс, необходимо применять средства индивидуальной защиты по ГОСТ 12.4.051-78.

Эффективность снижения шума средства индивидуальной защиты колеблется от 10 до 40 дБ.

Организационно-технические методы коллективной защиты от шума в соответствии с ГОСТ 12.1.029-80 включают применение малошумных технологических процессов (изменение технологии производства, способа обработки и транспортировки материала и др.); оснащение машин средства дистанционного управления и автоматического контроля; применение малошумных машин, изменение конструктивных элементов машин, их сборочных единиц; совершенствование технологии ремонта и обслуживания машин; использование рациональных режимов труда и отдыха работников на шумных предприятиях.

Рациональные режимы труда в первую очередь могут достигаться сокращением времени пребывания рабочих в условиях чрезмерного шума. Принятая в нашей стране система определения эквивалентных уровней шума предусматривает возможность повышение возможных уровней шума на 3 дБ при сокращении времени пребывания в шумной зоне в 2 раза.

Контрольные вопросы

- 1 Что такое критические полосы звука? Сопоставьте их особенности на низких (300 Гц) и высоких (8000 Гц) частотах.
- 2 Приведите формулу, определяющий соотношения между среднегеометрической и нижней граничной частотой для октавных и третьоктавных фильтров.
- 3 Напишите ряд стандартизованных среднегеометрических частот для третьоктавных фильтров.
- 4 Определите понятия “порог слышимости”. Оцените его характеристики в зависимости от частоты, обученности персонала и др.
- 5 Что такое уровень громкости, в каких единицах он определяется?
- 6 Перечислите направления вредного воздействия шума на человеческий организм.
- 7 Назовите наиболее опасный диапазон частоты вибрации при ее действии на организм.
- 8 Назовите особенности мужского и женского голосов как источников звуковых колебаний.
- 9 Как определяется допустимый уровень шумов на рабочем месте, если источник излучает широкополосный непрерывный шум?
- 10 Назовите классификацию средств коллективной и индивидуальной защиты.
- 11 Как подразделяются средства, снижающие шум в источнике его возникновения.
- 12 Назовите методы снижения шума в источнике.
- 13 Назовите строительно-акустические мероприятия по защите от шума.

14 Определите требования к защите от шума.

15 Что включает организационно-технические методы защиты.

3 Механический и аэрогидродинамические шумы. Шум и вибрация электрических машин

3.1 Механический шум

3.1.1 Природа и закономерности механического шума

На ряде производств доминирует механический шум, обусловленный колебаниями деталей машин и их взаимным перемещением. Он вызывается силовыми воздействиями неуравновешенных вращающихся масс, ударами в сочленениях деталей, стуками в зазорах, движением материалов в трубопроводах или в лотках, колебаниями деталей машин, обусловленных силами немеханической природы, и т. п. Эти колебания служат причиной как воздушного, так и структурного шума.

Поскольку возбуждение механического шума обычно носит ударный характер, а излучающие его конструкции и детали представляют собой распределенные системы с многочисленными резонансными частотами, спектр механического шума занимает широкую область частот. В нем представлены составляющие на указанных резонансных частотах и на частоте ударов и их гармоник. Наличие высокочастотных составляющих в механическом шуме приводит к тому, что обычно он субъективно очень неприятен. Колебания движущихся деталей передаются корпусу (станине, кожуху), который меняет спектр колебаний и излучаемого шума. Типичный пример спектра механического шума машины представлен на рисунке 3.1 (вентилятор на малых оборотах, с подшипниками качения; спектр измерен узкополосным анализатором).

Процесс возникновения механического шума весьма сложен, так как определяющими факторами здесь являются кроме формы, размеров, числа оборотов, типа конструкции, механических свойств материала, способа возбуждения колебаний также состояние поверхностей взаимодействующих тел, в частности трущихся поверхностей, и их смазывание. Расчетным путем определить излучаемое звуковое поле обычно не удается.

Применение теории размерностей к расчету механического шума не дает однозначной его оценки. Вместе с тем для сравнения (и оценки) различных решений детали (конструкции) с точки зрения их шумности можно использовать формулу для излучаемой звуковой мощности:

$$P = kD^2 \rho_m^{2/3} E^{1/3} v^{7/3}, \quad (3.1)$$

которая следует из теории размерностей в предположении, что P зависит от массы $\sim D^3 \rho_m$ соударяющихся деталей, модуля упругости E материала, из ко-

торых они изготовлены, и их скорости v , D , ρ_m – характерный размер и плотность материала детали; k – критерий подобия.

Это соотношение позволяет оценить изменение шума при увеличении частоты вращения, изменении материала и размеров деталей. Его недостатком является то, что оно не учитывает внутренних потерь энергии, увеличение которых во многих случаях позволяет существенно колебания машин и излучаемый шум.

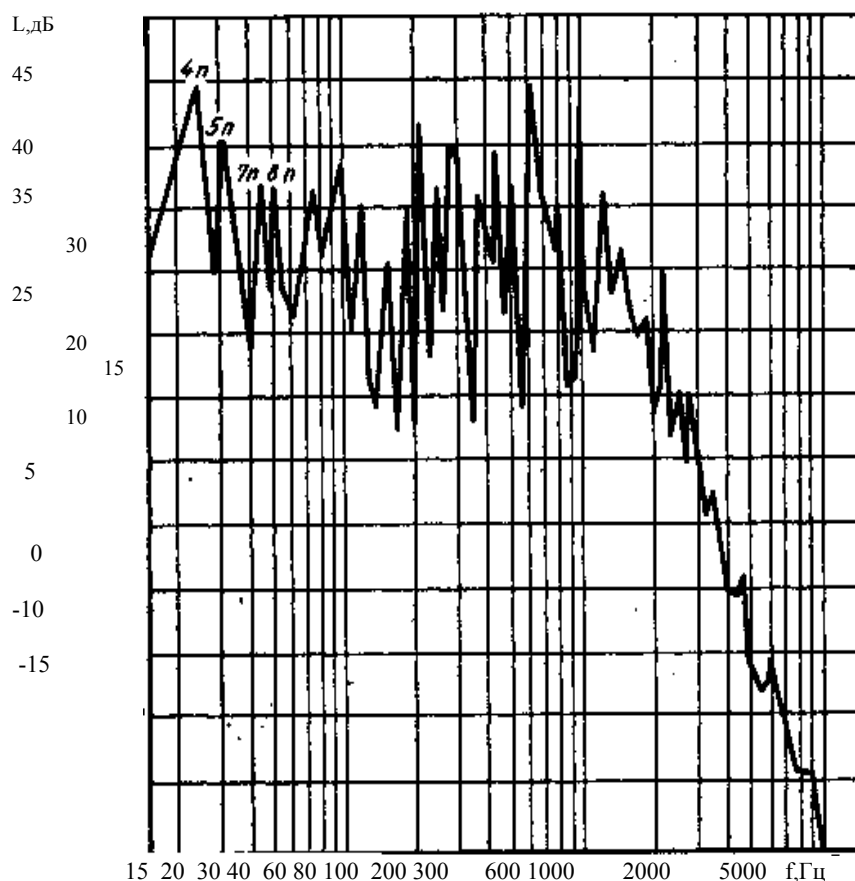


Рисунок 3.1 - Типичный узкополосный спектр механического шума радиального вентилятора на малых оборотах

3.1.2 Зубчатые передачи

Шум зубчатых передач вызывается колебаниями колес и элементов конструкций, сопряженных с ними. Причинами этих колебаний являются: взаимное соударение зубьев при входе в зацепление, переменная деформация зубьев, вызванная непостоянством сил, приложенных к ним, кинематические погрешности зубчатых колес, переменные силы трения.

Спектр шума занимает широкую полосу частот, особенно значителен он в диапазоне 2000–5000 Гц. На фоне сплошного спектра имеются дискретные составляющие, основными из которых являются частоты, обусловленные взаимным соударением зубьев, действием ошибок в зацеплении и их гармониками.

Составляющие вибрации и шума от деформации зубьев под нагрузкой имеют дискретный характер с основной частотой, равной частоте пересопряжения зубьев,

$$f_z = zn / 60, \quad (3.2)$$

где z – число зубьев колеса;
 n – частота вращения, об/с.

Частота действия накопленной ошибки зубчатого колеса кратна частоте вращения:

$$f_i = in / 60, \quad (3.3)$$

где $i = 1, 2, 3 \dots$

Однако имеются случаи, когда накопленная ошибка окружного шага не совпадает с частотой вращения; в этом случае будет существовать еще одна дискретная частота, равная частоте действия этой ошибки.

Колебания возбуждаются также с частотами, определяемыми погрешностями зубчатой пары (перекос осей, отклонение от межцентрового расстояния и т. п.).

Зубчатое зацепление представляет собой систему с распределенными параметрами и имеет большое количество собственных частот колебаний. Это приводит к тому, что практически на всех режимах работа зубчатого зацепления сопровождается возникновением колебаний на резонансных частотах.

Снижение уровня шума может быть достигнуто снижением величины действующих переменных сил, увеличением механического импеданса в местах воздействия переменных сил, снижением коэффициента передачи звуковых колебаний от мест возникновения к местам излучения, снижением колебательных скоростей за счет улучшения конструкции колеблющегося тела, сокращением поверхности излучения, увеличением внутреннего трения материала колес.

Для изготовления зубчатых колес в основном используются углеродистые и легированные стали. В тех же случаях, когда необходимо обеспечить менее шумную работу передачи, для зубчатых колес используются неметаллические материалы. Раньше с этой целью зубчатые колеса изготавливались из дерева и кожи; в настоящее время их делают из текстолита, древопластиков, полиамидных пластмасс (в том числе из капрона).

Зубчатые колеса, изготовленные из пластмасс, имеют ряд преимуществ по сравнению с металлическими: износостойкость, бесшумность в работе, способность восстанавливать форму после деформации (при невысоких нагрузках), более простую технологию изготовления и т. п. Наряду с этим они имеют существенные недостатки, ограничивающие область их применения: относительно малую прочность зубьев; низкую теплопроводность, большой коэффициент линейного термического расширения.

Наибольшее применение для изготовления зубчатых колес нашли термо-реактивные пластмассы на основе фенолформальдегидной смолы. Прочные изделия из них получаются путем введения в состав материала органического наполнителя. В качестве наполнителя применяют хлопчатобумажную ткань в количестве 40–50 % к массе готовой пластмассы или древесину в количестве 75 – 80 %, а также стеклоткань, асбест, волокна.

Слоистые пластмассы изготавливаются двух типов: текстолит и древесно-слоистый пластик (ДСП). Изделия из этих пластмасс получаются в большинстве случаев методом механической обработки.

Из термопластических смол широкое распространение получили полиамидные смолы. Они сочетают в себе хорошие литейные качества, достаточно высокую механическую прочность и низкий коэффициент трения (0,12–0,15).

Зубчатые колеса изготавливаются как полностью из полиамидов, так и в сочетании с металлом. Применение полиамидов для венцов колес с металлическими ступицами дает возможность снизить вредное влияние большого коэффициента линейного термического расширения полиамидных смол на точность зубчатой передачи.

Зубчатые колеса из полиамидных материалов не могут долго работать при температуре выше 100°C и ниже 0°C, так как они теряют механическую прочность.

С целью увеличения механической прочности зубчатые колеса из пластмасс усиливаются посредством введения специальных деталей, изготовленных из металла, стеклопластика или другого материала с прочностью выше, чем прочность пластмассы. Из листа 0,1–0,5 мм изготавливают армирующую деталь, воспроизводящую форму зубчатого колеса, но значительно меньшую по наружным размерам. Деталь снабжается отверстиями и пазами для прохождения пластмассы и устанавливается в форму так, чтобы она полностью покрывалась пластмассой.

В зависимости от толщины колеса вводят одну или несколько таких деталей. Подобным образом можно армировать не только прямозубые, но и глобоидальные колеса, а также червяки и кулачки. Сравнительные испытания зубчатых передач с колесами из пластмасс и со стальными колесами, проведенные ЦНИИТМАШ, подтвердили эффективность применения пластмасс для снижения шума.

Так, уровень звукового давления пар сталь – капрон снизился по сравнению с уровнем звукового давления стальных зубчатых пар на 18 дБ. Повышение нагрузки пластмассовых зубчатых передач вызывает меньшее увеличение шума, чем у стальных. Сравнительная оценка шума зубчатых пар сталь – капрон и капрон – капрон на всех режимах работ показывает, что для снижения шума передач практически достаточно заменить одно зубчатое колесо пластмассовым. Эффективность снижения шума за счет применения пластмассовых колес на высоких частотах выше, чем на низких.

Материалом, находящим все новые и новые области применения в современной технике, стала резина. Прочность, надежность, долговечность резиновых деталей определяются правильным выбором конструкции, оптимальных

размеров, марки резины, рациональной технологии изготовления деталей. Практика показала эффективность применения упругих зубчатых колес, а также колес с внутренней виброизоляцией. В качестве элементов таких изделий применяются гибкие резиновые шарниры. Упругость зубчатого колеса достигается путем укрепления резиновых вставок между ступицей и венцом колеса. Это способствует смягчению радиальных и уменьшению ударных нагрузок на зуб колеса.

Технология изготовления зубчатых колес, принцип зубообразования, вид инструмента для нарезания, припуски на обработку, точность станков не только определяют качество по отклонениям в отдельных элементах зацепления, но и предопределяют кинематическое взаимодействие элементов зацепления.

Накопленные ошибки в окружном шаге зубчатых колес и сочетание этих ошибок вызывают, как правило, низкочастотные колебания. К низкочастотным возбуждениям систем приводят также местные накопленные и единичные ошибки на профиле зуба, расположение которых по обороту колеса носит случайный характер. Неравномерности на поверхности зуба возникают прежде всего при обработке колес. Дефекты работы червячной передачи зуборезного станка (неточность шага червячного колеса, биение червяка) вызывает образование на поверхности зубьев возвышений или переходных площадок (волн).

Расстояние по окружности между линиями неровностей соответствует шагу зубьев делительного колеса станка, в связи с чем частота колебаний этого вида зависит от z_d – числа зубьев делительного колеса зуборезного станка:

$$f_d = z_d n_i \quad (3.4)$$

Интенсивный шум в области высоких частот обуславливается наличием отклонений от эвольвенты, размеров, формы и шага зубьев. В этих случаях направления действия сил, приложенных к зубьям, могут отличаться от направления теоретического действия сил в идеальном зацеплении. Это приводит к возникновению других форм колебаний: крутильных, поперечных с частотами, отличными от рассмотренных.

Кроме рассмотренных ошибок накопления, носящих циклический характер, имеют место так называемые ошибки обката.

Одним из способов уменьшения вибрации и шума зубчатых колес является повышение точности их изготовления. Точность изготовления обеспечивается правильным выбором технологического процесса нарезания и доводочной обработкой венца (шевингованием, притиркой, тонким шлифованием и полированием). В результате применения этих операций величина циклически действующих ошибок уменьшается, и тем самым значительно снижается шумообразование (на 5–10 дБ). Длительная притирка зубьев не рекомендуется, так как она приводит к недопустимому искажению их профиля.

Исключение и снижение циклических ошибок в элементах зацепления зубчатых колес достигаются повышением точности изготовления профиля зубьев и точности основного шага. Ошибка основного шага должна быть меньше

деформации под нагрузкой или температурной деформации и поэтому не приведет к заметной дополнительной динамической нагрузке. Снизить вредное влияние циклических ошибок в отдельных случаях можно также слесарной доводкой мест контакта во время испытаний и увеличением подачи масла в зацепление.

Уровень шума снизится, если изготавливать зубья колес максимально упругими за счет высокой коррекции или модифицировать их по высоте профиля.

Существенным фактором повышения качества зубчатых колес является увеличение точности кинематической цепи обкатки и цепи подачи зубофрезерных станков, а также обеспечение постоянства температуры в процессе зубообработки. Величина циклической ошибки на нарезаемом колесе быстро убывает с ростом числа зубьев делительного колеса станка. Поэтому применяют станки с большим числом зубьев делительного колеса.

При работе зубчатого механизма при малых частотах вращения без размыканий и ударов) частотный спектр шума соответствует спектру кинематической погрешности зубчатой передачи. Амплитуды составляющих спектра определяются при этом величинами допущенных погрешностей и условиями излучения звуковых волн в окружающую среду.

При работе зубчатого зацепления с размыканием, имеющим место при повышенных скоростях и переменных нагрузках, возникают кратковременные импульсы с широкими спектрами частот, которые способствуют возрастанию уровня шума в отдельных случаях на 10–15 дБ. Величина этих импульсов и интервалы между ними могут быть переменными.

Как следует из формулы (3.1), увеличение частоты вращения в 2 раза должно привести к возрастанию уровня шума на 7 дБ; в действительности получается величина 5–6 дБ.

При постоянной частоте вращения увеличение передаваемого момента вдвое приводит к удвоению линейных деформаций и амплитуды колебаний. Излучаемая звуковая мощность пропорциональна квадрату нагрузки. Поэтому шум и вибрация зависят от нагрузки примерно так же, как от частоты вращения.

Снижение шума передачи может быть достигнуто уменьшением частоты вращения зубчатых колес. Например, за счет применения двухступенчатых редукторов, уменьшения модуля, изменения числа зубьев.

На увеличение уровня шума зубчатых передач существенное влияние оказывают также монтажные и эксплуатационные дефекты. К монтажным дефектам относят повышенные зазоры в подшипниках, перекос осей, невыдержка межцентровых расстояний спариваемых зубчатых колес, неточное центрирование их, биение соединительных муфт. К эксплуатационным факторам, влияющим на шум зубчатых колес относят изменение передаваемого крутящего момента (в частности, его колебания), износ и режимы смазывания и количество смазочного материала. Изменение передаваемого крутящего момента, порождает ударный характер взаимодействия зубьев в зацеплении. Отсутствие или недостаточное количество смазочных материалов металлических зубчатых ко-

лес приводит к повышению трения и, как следствие, к увеличению уровней звукового давления на 10-15 дБ.

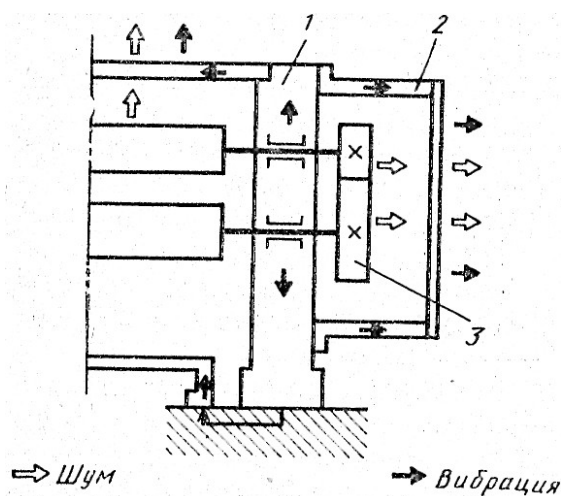
Снижение интенсивности низкочастотных составляющих шума достигается повышением качества сборки и динамической балансировкой вращающихся деталей, а также введением упругих муфт между редуктором и двигателем, редуктором и исполнительным механизмом. Введение упругих элементов в систему снижает динамические нагрузки на зубья зубчатых колес.

Расположение зубчатых колес возле опор на двухопорных валах по возможности на неподвижной посадке без зазоров в опорах также приводит к снижению шума.

Применение специальных демпферов как в самих зубчатых передачах, так и во всем механизме в целом смещает максимум звуковой энергии в сторону средних частот.

Уменьшение зазоров между зубьями заметно уменьшает амплитуду вибраций зубчатых колес, вызванных внешними причинами, однако уменьшение зазора до значений, меньших допустимого нормами, вызовет заметное ухудшение в работе передачи. Своевременный и высококачественный ремонт зубчатых передач, при котором зазоры во всех сочленениях доводятся до предусмотренных допусками, необходим для снижения уровня шума и вибрации.

3.1.3 Редукторы



1- станина; 2 – кожух; 3 – зубчатая передача

Рисунок 3.2 - Пути передачи звука и вибрации на ограждения редукторных систем

На рисунке 3.2 показаны пути передачи шума в закрытых зубчатых передачах (редукторах). Излучателями шума в таких системах являются ограждающие конструкции. От зубчатых передач шум через воздушный промежуток и ограждения проникает в окружающее пространство – это воздушный шум.

Колебания от зубчатых передач через опорные конструкции и стыковые соединения могут передаваться на внешние ограждающие конструкции, которые излучают шум.

В кожухах редукторов имеются технологические отверстия (смотровые окна, отверстия для смазывания и т. д.). Шум редукторных систем складывается из шума, излучаемого кожухом, колеблющимся под действием шума внутри него и вследствие передающихся на него вибраций, а также воздушного шума, проходящего через отверстия и неплотности.

Несмотря на различное назначение и конструктивное исполнение, редукторы имеют ряд общих характерных особенностей:

- 1) зубчатые передачи и ограждающие конструкции размещены на общей станине;
- 2) кожухи имеют небольшие габариты и внутренняя воздушная полость редукторных систем относится к классу «малых» акустических объемов, размеры которых меньше длины волны на низких и средних частотах;
- 3) ограждающие конструкции жестко связаны с металлическими опорными конструкциями;

Таблица 3.1 – Причины шума и мероприятия по его снижению в редукторных системах

Источник шума	Причины шума	Мероприятия по снижению шума
Воздушный шум	Недостаточная звукоизолирующая способность ограждений	Увеличить звукоизоляцию ограждений
Вибрация ограждающих конструкций	Высокий уровень звукового давления в полости редукторных систем	Ввести в полости звукопоглощающие материалы
Технологические отверстия	Недостаточная виброизоляция движущихся механизмов от ограждающих конструкций	Увеличить виброизоляцию движущихся механизмов от ограждающих конструкций
	Малый коэффициент потерь ограждающих конструкций	Увеличить коэффициент потерь: введением в стыковые соединения вибропоглощающих прокладок; применением вибропоглощающих мастик, наносимых на ограждения
	Большие размеры и неудачное расположение технологических отверстий в панелях ограждений	Уменьшить площадь отверстий и оснастить их специальными устройствами (звукопоглощающими каналами)

- 4) общий уровень излучаемого редукторными системами шума определяется уровнем шума, излучаемого тонкостенными крышками ограждений;

5) обычно размеры излучающих ограждений соизмеримы с расстояниями до зон, в которых находится обслуживающий персонал.

В таблице 3.1 перечислены основные причины возникновения шума редукторах и мероприятия по его снижению.

3.1.4 Кулачковые механизмы

Шум и вибрация от кулачковых механизмов являются доминирующими при работе машин полиграфической, текстильной и пищевой промышленности. Возникновение шума от кулачковых механизмов связано с наличием переменных сил в зоне контакта пары кулачок – ролик, которые вызывают колебания деталей, приводящие к излучению шума.

Возмущающие силы в кулачковых механизмах делятся на силы, вызванные технологическими нагрузками; силы трения, инерционные и ударные силы, определяемые кинематикой закона периодического движения (ЗПД) кулачка; динамические силы, вызванные неточностью изготовления профиля или деталей кулачкового механизма. Причины, которые определяются применяемым ЗПД, являются детерминированными, а вызванные дефектами изготовления – случайными.

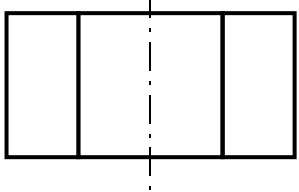
Для уменьшения колебаний и шума кулачковых механизмов следует применять синусоидальные, параболические и полиномиальные ЗПД. Законы постоянного и равноубывающего ускорений, косинусоидальные и трапецеидальные приводят к возникновению более широкополосных колебаний.

Технология изготовления профиля кулачковых механизмов также влияет на их виброакустические характеристики. Колебания, возникающие из-за неровностей профиля кулачка, зависят от технологических режимов обработки, материала ролика и режимов работы механизмов.

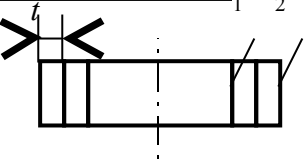
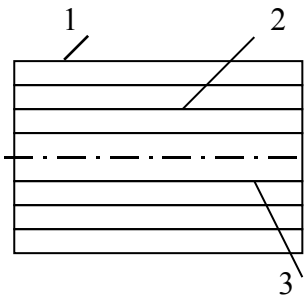
Наиболее эффективными способами снижения колебаний кулачковых механизмов являются: оптимальный режим механической обработки профилей кулачков и введение дополнительных операций, улучшающих качество их поверхности (например, выглаживание); применение материалов для изготовления роликов и кулачков, обладающих демпфирующими свойствами; применение в кулачковых механизмах подшипников качения в качестве роликов; надлежащее проектирование профиля кулачка с целью уменьшения неравномерности движения ударов.

В таблице 3.2 приведены данные о роликах кулачковых механизмов с пониженным излучением шума.

Таблица 3.2 – Основные параметры малошумных роликов кулачковых механизмов

Тип конструкции	Схема конструкции	Вибродемпфирующий материал	Снижение вибрации и шума l , дБ	Свойства и область применения
1	2	3	4	5
Сплошной ролик		Текстолит	2,5 - 3	Обладает средними виброударными свойствами (ударная вязкость не менее $350 \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{см}^2$); выдерживает нагрузку, создающую напряжение до $1,5 \cdot 10^7 \text{ Па}$. Может применяться в кулачковых механизмах со скоростями работы не более 1 м/с
То же	То же	Капролон	3 - 4	Обладает хорошими виброударными свойствами (ударная вязкость не менее $1000\text{-}1200 \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{см}^2$); выдерживает нагрузки до 10^7 Па . Может применяться для машин со средним режимом нагрузок в кулачковых механизмах
Сплошной ролик	То же	Фторопласт	5 - 6	Плохо переносит ударные нагрузки; обладает хорошей демпфирующей способностью; выдерживает нагрузки, создающие напряжение до $6 \cdot 10^6 \text{ Па}$. Рекомендуется использовать в кулачковых механизмах, работающих плавно без скачкообразных изменений, ускорений, мало нагруженных, но создающих большой шум, со скоростью до 1 м/с (для ненагруженных механизмов ниткошвейных машин)
То же	То же	Древесно-слоистый пластик ДСП-Б	3 – 3,5	Обладает хорошими виброударными свойствами; выдерживает большие нагрузки, создающие напряжение до $1,8 \cdot 10^6 \text{ Па}$; коэффициент потерь ниже, чем у капролона и фторопласта. Рекомендуется применять в кулачковых механизмах со средним режимом нагрузки и со скоростью работы до 1 м/с

Продолжение таблицы 3.2

1	2	3	4	5
То же	То же	Поликарбонат	3 - 4	Обладает хорошими виброударными и демпфирующими свойствами (ударная вязкость 1200-1400 Н·с/см ²); выдерживает нагрузки, создающие напряжение до (8÷9) 107 Па. Рекомендуется применять в кулачковых механизмах, работающих с небольшими жесткими ударами при средних режимах нагрузки и скоростях (до 1 м/с)
Тип конструкции	Схема конструкции	Вибродемпфирующий материал	Снижение вибрации и шума 1, дБ	Свойства и область применения
Ролик 1 с полимерным покрытием 2 толщиной t		Крошка капроновая первичная, акустрагированная	3 - 4	Обладает хорошей теплопроводностью при $t < 2$ мм. Может применяться в кулачковых механизмах в условиях, аналогичных см. п. 2.
Слоеный ролик: 1, 3 - внешняя и внутренняя обойма; 2 - вибродемпфирующий материал		Те же, что и для сплошного ролика	2 - 5	Обладают такими же долговечностью и прочностью, как и стальные ролики. Можно применять во всех кулачковых механизмах полиграфических машин
Подрессоренный ролик	То же	Полиуретан типов СКУ-7Л и СКУ тонким слоем	6 - 8	Обладает повышенными демпфирующими свойствами, достаточной прочностью соединений; выдерживает нагрузки до 10 кН, мало деформируется. Рекомендуется применять в кулачковых механизмах с повышенным уровнем шума и звуковой вибрации для скоростных полиграфических машин

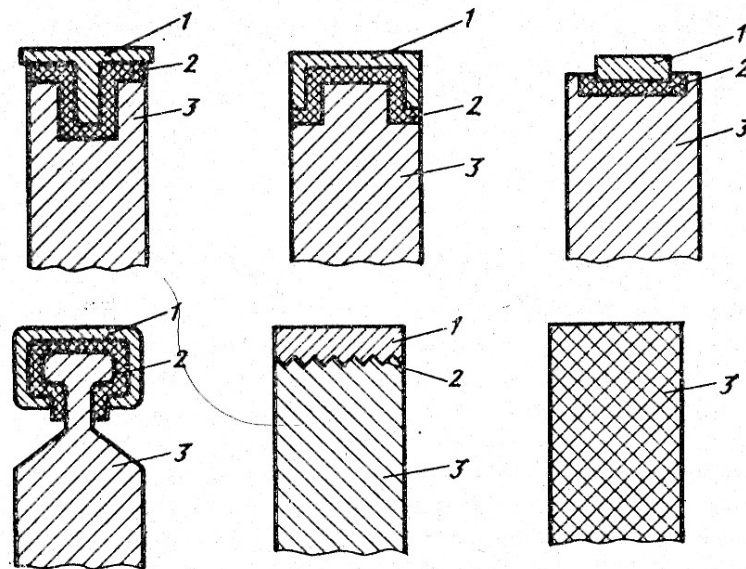
3.1.5 Цепные передачи

Область борьбы с шумом цепных передач еще мало исследована, поэтому дать достаточно надежные общие рекомендации по его снижению трудно. Можно сказать только, что в таких передачах целесообразно: направляющие крепить к станине через виброизолирующие прокладки;

конструкции направляющих выполнять из материала с большим коэффициентом потерь или устанавливать их рабочую поверхность на упругом основании; примеры таких конструкций приведены на рисунке 3.3;

обеспечить безударный выход и вход цепи из направляющих; этого можно достичь оптимальными расположением направляющих и демпфированием участков направляющих в зоне входа цепи;

в зоне цепных конвейеров устанавливать звукоизолирующий кожух, закрывающий элементы цепных передач.



- 1 - рабочая металлическая поверхность направляющих ; 2 – упругая демпфирующая прокладка или слой; 3 – остов направляющих

Рисунок 3.3 – Примеры конструкций направляющих

3.1.6 Неуравновешенность вращающихся масс и вибрация, вызываемые в соединениях валов

3.1.6.1 Причины возникновения вибрации

Неуравновешенность вращающегося ротора является одной из основных и наиболее распространенных причин вибрации машин, а вследствие ее и излучаемого шума. Она характеризуется несовпадением главной оси инерции рото-

ра с осью вращения. В зависимости от взаимного расположения этих осей неуравновешенность жесткого ротора разделяют на три вида.

При статической неуравновешенности ось вращения ротора и его главная центральная ось инерции параллельны. Приведение всех неуравновешенных сил от дисбалансов к центру массы ротора дает только главный вектор дисбалансов

$$\bar{F} = m_{\text{рот}} \bar{e}_{\text{см}} \omega^2, \quad (3.5)$$

где $m_{\text{рот}}$ – масса ротора;

– удельный дисбаланс ротора (эксцентриситет массы ротора $m_{\text{рот}}$ относительно оси ротора);

ω – угловая скорость ротора.

Причинами статической неуравновешенности ротора кроме дисбалансов, вызванных разностью масс конструктивных элементов, находящихся на противоположных сторонах ротора могут быть несоосность поверхности ротора с поверхностями шеек, кривизна вала и ротора и др.

Моментная неуравновешенность ротора возникает, когда ось ротора и его главная центральная ось инерции пересекаются в центре масс ротора. При этом приведение всех неуравновешенных сил к центру массы вращающегося ротора дает только главный момент.

Когда ось ротора и его главная центральная ось инерции пересекаются не в центре масс или перекрещиваются, возникает динамическая неуравновешенность ротора. Она состоит из статической и моментной неуравновешенности и полностью определяется главным вектором и равным моментом дисбалансов. Типичный случай динамической неуравновешенности имеет место, когда на отбалансированный и ротор насаживают подшипники качения с разностенными внутренними обоймами.

Для гибкого ротора рассмотренные выше понятия сохраняются, однако здесь, помимо сил от дисбалансов, появляются силы, возникающие вследствие прогиба ротора.

Вибрация, вызываемая неуравновешенностью ротора имеет частоту, равную частоте вращения ротора f_0 . Вибрацию с частотой вращения ротора f_0 могут вызывать, кроме дисбалансов, силы возникающие в опорах из-за несоосности соединяемых роторов машин и приводного электродвигателя как следствие неправильной центровки. При этом возможны два положения: угловое смещение соединяемых валов и параллельное смещение валов. В первом случае преобладает осевая вибрация, во втором – поперечная.

Однако даже при идеальной центровке валов в муфте от неравномерной нагрузки на пальцы возникают силы, также вызывающие вибрацию на частоте f_0 . Неравномерность нагрузки на пальцы вызвана неточностями в шагах и форме втулок и пальцев муфты. В результате на каждую из полумуфт действует радиальная неуравновешенная сила «вращающаяся вместе с муфтой». В предельном случае вращающийся момент передается одним пальцем. При этом действующая на вал неуравновешенная сила достигает наибольшей величины.

Окружная сила, действующая на палец, приводится к радиальной силе и к моменту относительно оси муфты. Противоположно направленная радиальная

сила приложена ко второй полумуфте. Эти силы вращаются вместе с муфтой и изгибают в противоположные стороны концы валов, которые в любой осевой неподвижной плоскости вызывают противофазную вибрацию с частотой вращения f_0 . Так как окружная сила пропорциональна передаваемому вращающемуся моменту то, амплитуда вибрации пропорциональна передаваемой мощности. Исследования зубчатых муфт, изготовленных в соответствии с допусками по ГОСТу, показали, что окружная сила в муфте передается зубьями, в результате чего неуравновешенная сила достигает значения $(0,1 \div 0,3)F$, где F – окружная сила, отнесенная к начальной окружности зубьев. Примерно то же самое имеет место в упругих пальцевых муфтах. Кроме рассмотренных сил несовпадение осей валов вызывают силы трения в упругих элементах муфт, которые создают периодически изменяющийся с частотой f_0 момент, изгибающий валы в плоскости перекоса и смещения их осей и вызывающий вибрацию подшипников, а также периодически изменяющиеся изгибные напряжения в валах. На вибрацию с частотой f_0 накладывается высокочастотная вибрация из-за неравномерной работы пальцев.

3.1.6.2 Методы снижения вибрации и шума

Методы снижения шума и вибрации от неуравновешенности вращающихся масс, а также возникающих в соединениях валов, рассмотрены ниже в применении к насосным агрегатам (насосам), для которых они очень важны. Большая часть сказанного относится и к другим машинам.

Необходимым условием обеспечения требуемых уровней вибрации на частоте вращения является правильная центровка валов. При соединении полумуфт насосных агрегатов должны соблюдаться требования ГОСТ 26-1347-77 «Насосы. Общие технические условия». При центровке насосного агрегата по полумуфтам величины взаимного перекоса и параллельного смещения осей валов и двигателя должны быть ограничены (таблица 3.3).

Для устранения неуравновешенности ротора насоса необходимо проводить балансировку ротора, а также его составных частей на специальных балансировочных станках. Если после проведения балансировки виброактивность центробежного насоса (ЦН) на частоте вращения не удовлетворяет предъявленным требованиям, можно провести балансировку ЦН при работе на эксплуатационном режиме.

В таблице 3.3 приведены значения произведения удельного дисбаланса на максимальную эксплуатационную угловую скорость в мм/с (ГОСТ 22061-76) для системы 2-5 классов точности балансировки.

Таблица 3.3 – Производство

Класс точности балансировки	Значения $e_{ст\omega}^{\max}$, мм/с	
	наименьшее	наибольшее
2	0,4	1
3	1	2,5
4	2,5	6,3
5	6,3	16

На стадии проектирования ЦН общепромышленного назначения рекомендуется выбирать 4-й класс точности балансировки роторов (рабочих колес) (ГОСТ 22061 - 76*); для малошумных ЦН – 3-й класс точности.

Суммарная величина допустимого остаточного дисбаланса изделия в г·мм, балансируемого по 4-му классу точности,

$$D = 6,3m / \omega \quad (3.6)$$

где m – масса балансируемого изделия, г;

ω – угловая скорость насоса; c^{-1} ;

6,3 – наибольшее (для 4-го класса точности) произведение удельного дисбаланса на максимальную угловую скорость, мм/с.

При двух плоскостях коррекции дисбаланса $D = D_1 + D_2$, где D_1 и D_2 – значения дисбалансов для первой и второй плоскостей соответственно.

Балансировка ротора ЦН включает следующие операции: поэлементную балансировку составных элементов ротора (рабочих колес, полумуфт и т. п.); динамическую балансировку ротора в сборе; балансировку ЦН на месте (при необходимости).

Балансировку рабочего колеса и других элементов ЦН осуществляют в соответствии с требованиями, указанными в рабочих чертежах и в балансировочной карте. Должны быть приняты все конструктивные и технологические меры, чтобы все посадочные места выполнялись с одной установки; не нарушалась осевая симметрия; отсутствовала деформация оправки; осуществлялась плотность пригонки балансируемой детали с оправкой.

Балансировку ротора ЦН в сборе желательно выполнить в собственных подшипниках. Особое внимание следует обратить на выбор типа посадки узлов на вал насоса, отсутствие биения посадочных мест и соблюдение концентричности всех деталей ротора. Необходимо фиксировать при балансировке взаимное положение составных элементов ротора, строго сохраняя его при последующих переборках насоса.

Балансировку на месте рекомендуется производить на виброизолированном агрегате, при этом нужно разделять роторы, принадлежащие приводному электродвигателю и насосу. Поэтому операцию балансировки на месте при необходимости следует проводить на каждом насосе. В качестве плоскостей коррекции в этом случае рекомендуется использовать балансировочный узел приводного электродвигателя и специальный балансировочный узел на валу насоса, к которому, по возможности, должен быть доступ при работе насоса.

3.1.7 Подшипники

Интенсивным источником механической вибрации и шума у многих машин являются подшипники качения. Внутренние силы, вызывающие вибрацию подшипников качения, обусловлены допусковыми отклонениями элементов подшипника и монтажных размеров, зависящими от точности, принятой при изготовлении деталей. Силы возникают от разностенности колец подшипников, овальности и разноразмерности тел качения, волнистости на дорожках качения, радиального и осевого зазоров между телами качения и кольцами, а также зазора в гнездах сепаратора.

Однако даже идеально изготовленный подшипник качения является источником колебаний из-за упругих деформаций деталей, проскальзывания тел качения в местах контакта с кольцами, завихрений воздуха, увлекаемого системой качения. Колебания подшипников качения проявляются в широкой области от десятков до десятков тысяч Гц, наиболее энергоемкие колебания сосредоточены в области, начиная от частоты вращения вала f_0 до ≈ 3000 Гц.

Следует отметить, что изготовленный с высокой точностью подшипник может стать источником интенсивной вибрации и шума, если будет неправильно установлен. Другой фактор, влияющий на уровень шума от подшипника, – качество его смазывания.

Подшипники скольжения значительно менее виброактивны, чем подшипники качения, особенно на высоких частотах. Основная причина шума, создаваемого подшипниками скольжения, – силы трения между поверхностями подшипника и шейки вала, возникающие в результате неравномерного и неправильного смазывания подшипников. В неправильно смазанных подшипниках возникает контакт поверхностей вала и подшипника и появляется «скрип» в результате скачкообразного движения шейки вала и поверхности опоры. Эти колебания происходят на субгармониках частоты вращения $1/2f_0$ или $1/3 f_0$.

Другой источник вибрации и шума в радиальных подшипниках скольжения – процесс, называемый вихревым смазыванием, который возникает в горизонтальных или вертикальных подшипниках с самосмазывающимися системами или с принудительными системами смазывания под давлением при незначительных нагрузках. Наличие «вихревого смазывания» определяют по возникновению вибрации с частотой, приблизительно равной половине частоты вращения вала $(0,42 \div 0,48) f_0$. Эта вибрация является прецессией вала в подшипнике под влиянием смазочного материала. Пленка смазочного материала, непосредственно соприкасающегося с валом в граничном слое, вращается со скоростью вала, а пленка, находящаяся на неподвижной поверхности подшипника, неподвижна. Средняя частота вращения смазочного материала, примерно равная половине частоты вращения вала, является частотой его прецессии в зазоре подшипника. Совместное действие этой вибрации с вибрацией частоты вращения ротора создает так называемые резонансные биения.

Основные данные о составляющих шума и вибрации подшипников ведены в таблице 3.4.

Таблица 3.4 – Составляющие шума и вибрации подшипников

Причина шума и вибрации	Частота	Обозначение
Механическая неуравновешенность ротора	$k f_0$	$k = 1, 2, 3 \dots$ номер гармоники; d_i и d_e – диаметры беговой дорожки внутреннего и наружного колец подшипника качения; Z_k – число тел качения в подшипнике; d_0 – диаметр расположения тел качения; d_k – диаметр тела качения; Z_B – число гребней волн или число дефектов, расположенных вдоль дорожки качения
Муфта	$k f_0$	
Расцентровка муфты	$k f_0$	
Подшипники качения:		
- разностенность внутренних колец	f_0	
- овальность колец	$2f_0$	
- асимметрия расположения тел качения	$k f_0 \frac{d_i}{d_e - d_i} z_k$	
- волнистость дорожек качения или их износ	$k \frac{f_0}{2} \left(1 \pm \frac{d_k}{d_0} \right) z_k z_B$; $d_0 \approx \frac{d_e + d_i}{2}$	
- гранность (овальность) тел качения	$k \frac{f_0}{2} \left(1 - \frac{d_k}{d_0^2} \right) \frac{d_0}{d_k} z_k$	
Неуравновешенность сепаратора	$k \frac{f_0}{2} \left(1 - \frac{d_k}{d_0} \right)$	
Подшипники скольжения:		
трение	$1/2 f_0; 1/3 f_0$	
вихревое смазывание	$(0,42 \div 0,43) f_0$	

Проблема снижения шума от подшипников включает три самостоятельные задачи: применение подшипников качения с улучшенными шумовыми характеристиками; вибродемпфирование и виброизоляция колебаний, передаваемых на корпус машины; создание наиболее благоприятных условий работы подшипников в машине.

Для снижения шума лучше всего применять однорядные радиальные шариковые подшипники; подшипники других типов создают более высокий уровень шума и вибрации. Так, уровень вибрации роликовых подшипников выше, чем у шариковых, на 5 дБ и более. Таковую же величину составляет превышение уровней вибрации подшипников тяжелой серии по сравнению с подшипниками средней серии.

Шум и вибрация подшипников качения определяются степенью отклонения элементов подшипников от идеальных геометрических форм, величиной радиального зазора между кольцами и телами качения. Это обстоятельство важно при выборе класса точности подшипников и ряда радиального зазора.

ГОСТ 520—71 установлены следующие классы точности подшипников (в порядке повышения точности): 0, 6, 5, 4 и 2. Переход в более высокий класс точности дает снижение вибрации подшипников на 1 – 2 дБ.

Для малозумных машин могут быть использованы подшипники специального применения с индексом Ш (ТУ 4477-Э – 68).

Достаточно эффективное средство снижения шума и вибрации подшипников – применение специальных упругих вкладышей из вибродемпфирующих материалов, компенсирующих геометрическое несовершенство посадочных мест и виброизолирующих корпус от подшипника. Материал и конструктивное оформление таких вкладышей различные. Вкладыши могут быть изготовлены из материалов с высоким коэффициентом затухания (металловолокнистых, резины, пластмасс и т. п.). Установка подшипников качения в такие упругодемпферные опоры существенно снижает уровни вибрации и шума в области средних и высоких частот (до 12–15 дБ).

Для создания наиболее благоприятных условий работы подшипников в машине следует выполнять следующие основные требования. При изготовлении машины должна быть обеспечена соосность посадочных мест на валу и в корпусе. Особенно чувствительны к несоосности радиально-упорные подшипники, скомплектованные по системе «дуплекс» и «триплекс». Для уменьшения шума этих подшипников применяют конструкцию самоустанавливающихся опор с промежуточным капсулом и шаровым поясом.

Допуски на отклонение от правильных геометрических форм посадочных мест (цапфы вала и гнезда в подшипниковых щитах), а также параметры шероховатости их поверхностей должны строго соответствовать требованиям ГОСТ для выбранного класса точности подшипников. Если подшипники качения туго насаживаются на неточно обработанный вал, то погрешности вала могут передаваться на дорожку качения внутреннего кольца и проявляться там в виде повышенной волнистости. Грязь и прочие инородные тела в подшипнике и в смазочном материале могут вдавливаются в дорожку качения и привести к увеличению шума.

Правильный выбор посадок должен обеспечивать фиксацию внутреннего и наружного колец от проворачивания и сохранения необходимых радиальных зазоров. Установлено, что устранение внутренних зазоров в шарикоподшипниках при помощи пружинного осевого натяга в ряде случаев приводит к улучшению виброакустических характеристик машин.

При выборе типа смазочного материала для малошумных машин целесообразно не применять слишком густой смазочный материал, так как он плохо демпфирует вибрацию тел качения; заполнять масляную камеру на 50 %. Кроме того, следует учитывать, что конструкция подшипника должна позволять заменять смазочный материал с тщательной промывкой следов старого отработанного смазочного материала; смазочный материал должен обеспечивать стабильность своих свойств при консервации и хранении машины до ввода ее в эксплуатацию.

Малошумные машины требуют осторожного обращения при транспортировке и хранении, во избежание бринелирования дорожек качения подшипников качения и, как следствие, ухудшения виброакустических характеристик. Радикальным средством снижения шума и вибрации подшипников является переход на подшипники скольжения, имеющие уровни шума на 15–20 дБ ниже, чем у подшипников качения, особенно в области высоких частот.

Однако для ряда машин (например, центробежных насосов) использование подшипников скольжения затруднительно по конструктивным и эксплуатационным соображениям.

3.1.8 Кузнечно-прессовое оборудование

Большинство видов кузнечно-прессового оборудования относится к машинам ударного действия, при работе которых возникает импульсный шум, причем его уровень на рабочих местах, как правило, превышает допустимый.

В зависимости от принципа действия, назначения и вида основных источников образования шума кузнечно-прессовое оборудование можно разделить на следующие группы: прессы механические; прессы гидравлические; автоматы кузнечно-прессовые; молоты; прочие (ковочные, гибочные и правильные машины, ножницы и др.).

Основным источником шума, излучаемого механическим прессом, являются колебания его станины и маховика в результате ударов во всех подвижных сочленениях пресса, возникающих в момент включения и в начале движения кривошипно-шатунного или эксцентрикового механизма, когда происходит выборка люфтов в сочленениях шатуна с шейкой рабочего вала и ползуном, а также в подшипниках рабочего вала. Процесс взаимодействия штампа с заготовкой также носит ударный характер. При штамповке уровни звука прессов заметно возрастают – на 4–10 дБ(А).

Шум включения пресса отсутствует при автоматическом режиме его работы. При этом уровни шума остаются такими же, как и в режиме разового пуска. Возрастание фонового уровня шума в помещении при переводе прессов в автоматический режим работы может быть в значительной мере устранено акустической обработкой ограждающих поверхностей помещения.

Другой путь уменьшения шума включения пресса – обеспечение плавности процессов включения. Его можно реализовать, заменив механические (кулачковые) муфты прессов фрикционными, пневматическими. Такая замена позволяет снизить шум включения в ближнем поле муфты на 15 дБ(А), а на рабочем месте штамповщика на 8–11 дБ(А),

Шум штамповки можно уменьшить тем же методом – увеличением плавности процесса за счет установки на прессах скошенных штампов вместо прямых. Это делается обычно для уменьшения требуемого усилия вырубке какой-либо детали и позволяет повысить срок службы штампа. При скошенном штампе (величина скоса штампа равна толщине заготовки) уровень звука на рабочем месте штамповщика уменьшается на 14 дБ(А). Применение скошенных штампов наиболее рационально при вырубке деталей большого периметра, когда требуются значительные усилия.

Прессы необходимо поддерживать в хорошем техническом состоянии. Чем больше пресс изношен, тем больше люфты во всех звеньях его кинематической цепи и тем больше шум выборки этих люфтов как при включении пресса, так и при штамповке. Шум однотипных прессов, находящихся в разном техническом состоянии, может отличаться на 6–8 дБ(А).

Для снижения шума выхлопа отработанного сжатого воздуха на прессах, имеющих пневматическую муфту включения и тормоза, не могут использоваться обычные глушители шума пневмосистем, содержащие пористый звукопоглощающий материал. Это связано с тем, что при засорении пористых материалов возрастает противодействие в системе, которое может привести к несчастным случаям из-за сдвигания ходов пресса. Для снижения шума при работе фрикционной муфты сцепления и тормоза прессов усилием до 10 МН разработан и широко применяется специальный глушитель (рисунок 3.4).

Для создания безопасных условий труда и повышения его производительности на легких прессах широко используется сьем мелких отштампованных деталей струей сжатого воздуха при помощи пневматических сопел, работающих постоянно или включаемых синхронно с ходом ползуна пресса.

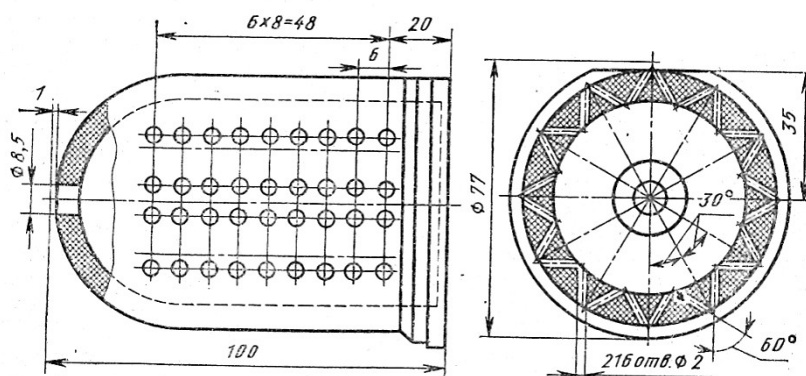


Рисунок 3.4 - Глушитель шума пневмопереключателя фрикционной муфты сцепления и тормоза прессов

Для снижения уровня интенсивного высокочастотного шума, возникающего при работе систем пневмосдува, разработаны специальные глушители. Для съема мелких деталей, штампованных из листовой стали, целесообразно использовать вместо сдува вакуумные присосы.

При наличии транспортирующих устройств следует стремиться к сокращению пути свободного перемещения деталей, заменять металлические склизы пластмассовыми или облицовывать их вибродемпфирующими покрытиями, крепить склизы к стойкам, не связанным со станиной пресса.

Замена штамповки прессованием значительно снижает шум, так как этот процесс является безударным. Уровни звука на рабочих местах большинства гидравлических прессов не превышают 90–96 дБ(А) [(для механических прессов они составляют 100–110 дБ(А)]. Особенно шумными являются гидравлические прессы для листовой штамповки простого и двойного действия усилием до 31,5 МН, уровни звука на рабочих местах которых достигают 106 дБА.

Большинство мероприятий по снижению шума гидравлических прессов связано со вспомогательным оборудованием и операциями – гидросистемой, подачей и удалением деталей. Насос гидросистемы следует устанавливать в

изолированной камере или закрывать звукоизолирующим кожухом, трубопроводы – покрыть вибропоглощающими материалами или звукоизолировать.

Прессовое оборудование широко применяется для холодной высадки мелких деталей, которая является высокопроизводительным и прогрессивным процессом. Однако уровни звука около прессов (автоматов) холодной высадки очень высоки [до 97–108 дБ(А)], и нередко даже небольшая группа такого оборудования создает неблагоприятную шумовую обстановку не только в том цехе или на участке, где они расположены, но и в смежных помещениях.

Снижение шума кузнечно-прессовых автоматов в источнике связано со значительными трудностями, однако в настоящее время уже разработаны конструкции малозумных автоматов. Так, применение оригинальной кинематической схемы гвоздильного автомата позволило создать станок, уровень звука на рабочем месте которого составляет 80 дБ(А). Шум гвоздильного автомата складывается из шумов от нескольких независимых источников, которыми являются механизмы высадки, зажима, реза-острения и подачи.

Особенностью работы механизмов гвоздильного автомата является ударный характер взаимодействия между звеньями в сочленениях и инструмента с заготовкой. Изменение временных характеристик соударений звеньев приводит к изменению уровней создаваемого шума, причем уменьшение скорости соударений звеньев и увеличение времени между ударами приводит к снижению уровня шума. Это лежит в основе малозумных конструкций каждого из механизмов гвоздильного автомата. Уменьшение радиуса кривошипа механизма высадки позволяет снизить скорость соударения инструмента с заготовкой в 2,5–3 раза, что приводит к снижению уровней звукового давления на 7–9 дБ в частотном диапазоне, где имеется наибольшее превышение над допустимыми уровнями.

Уменьшение числа сочленений и зазоров в них позволяет снизить шум кривошипно-рычажного механизма подачи на величину ΔL , дБ(А), которая определяется по формуле

$$\Delta L = 10 \sin(1,04\omega) (\Delta_1 - \Delta_2), \quad (3.7)$$

где ω – угловая скорость кривошипа, с⁻¹;

Δ_1 и Δ_2 – суммарные зазоры до и после уменьшения числа сочленений, мм.

Основными источниками шумообразования в механизмах зажима и реза-острения являются зубчатые передачи. Снижение сил соударений в них в принципе возможно за счет повышения точности изготовления колес. Однако переход к необходимой 7-й степени точности зубчатых передач гвоздильных автоматов неприемлем по технологическим соображениям, поэтому единственно реальным путем снижения шума данных механизмов является исключение зубчатых передач из кинематической схемы гвоздильного автомата.

В условиях действующего производства для снижения шума на участках холодной высадки могут быть применены звукоизолирующие кожухи, сконструированные с учетом обеспечения удобства обслуживания и ремонта станков и частично открытые со стороны подачи проволоки. При планировке производственных помещений участки холодной высадки целесообразно отде-

лить от остального цеха и вспомогательных участков звукоизолирующей перегородкой, а прессы разместить группами по 4–6 шт. в отдельных отсеках, образованных экранами высотой около 3 м со звукопоглощающей облицовкой. Потолок и стены помещения также надо облицевать звукопоглощающими конструкциями.

Радикальный путь защиты от шума рабочих метизного производства – повышение степени автоматизации производственных процессов, при которой управление станками и контроль их работы осуществляются дистанционно, а операторы большую часть рабочего времени находятся в звукоизолированных постах наблюдения.

Основным источником особо интенсивного импульсного шума в кузнечно-прессовом производстве являются паровоздушные и пневматические молоты. Шум излучается в момент соударения бойка бабы молота (штампа) с заготовкой. Различные молоты равной мощности, штампующие изделия одной и той же номенклатуры, имеют близкие частотные характеристики импульсного шума. С увеличением массы падающих частей молота максимум в спектре уровней звукового давления перемещается в сторону низких частот. Уровни звука на рабочих местах у тяжелых ковочных и штамповочных молотов при этом достигают 110–120 дБ (А).

Для снижения шума в кузнечных цехах целесообразно, если это допустимо технологически, заменять молоты горячештамповочными прессами. Хотя последние также являются источником интенсивного шума, но шум прессы на 9–10 дБ ниже по всему спектру частот, чем молота примерно равной мощности. Шум, сопутствующий работе прессов, оказывает меньшее действие на физиологические функции организма, чем шум работающих молотов, и поэтому является менее опасным для человека.

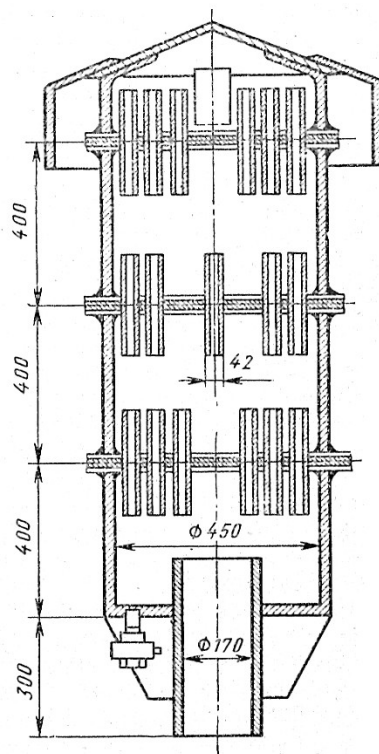


Рисунок 3.5 – Глушитель шума выхлопа паровоздушных молотов

Для снижения шума выхлопа отработанного перегретого пара при работе паровоздушных молотов с массой падающих частей до 2000 кг может быть использован глушитель камерного типа, показанный на рисунке 3.5. Он представляет собой стальной цилиндр, внутри которого установлены три поперечные перегородки с трубками диаметром 42 мм и длиной 250 мм. Данная конструкция может быть использована и на молотах большей производительности, для чего необходимо увеличить габариты глушителя, находящиеся в прямой зависимости от объема рабочих цилиндров, и диаметры выхлопного отверстия молота. Такие глушители имеют достаточно большие размеры, поэтому их целесообразно устанавливать за пределами цеха, подводя к ним выхлопные трубы.

Одним из существенных отрицательных факторов использования молотов является возбуждение интенсивных ударных нагрузок, которые через основание молота передаются на конструкции здания, где он установлен (а в ряде случаев – и соседних зданий), создавая в них повышенные уровни шума. Для их снижения необходимо обеспечить виброизоляцию молотов.

При работе горизонтально-ковочных машин возникает широкополосный шум с максимумом в диапазоне низких и средних частот. При уменьшении диаметра штампа максимум в спектре сдвигается в сторону более высоких частот. Основные источники шумообразования – периодические удары при смыкании штампов и выхлоп сжатого воздуха. Средства защиты от шума аналогичны применяемым для механических прессов. Пресс-ножницы, обжимные машины и обрезные прессы не имеют соударяющихся элементов и поэтому в отличие от большинства видов кузнечно-прессового оборудования не являются источниками импульсного шума.

3.1.9 Метало и деревообрабатывающие станки

3.1.9.1 Металлорежущие станки

В зависимости от типа металлорежущего оборудования, мощности его приводов, интенсивности и стабильности процесса резания уровни звука, создаваемые на расстоянии 1 м от ограждающих поверхностей, составляют 60–110 дБ(А). При типовых условиях эксплуатации станков верхний предел этого диапазона 90 дБ(А). Спектр шума станков обычно имеет максимум, расположенный в диапазоне частот 500–2000 Гц (чаще всего в полосе частот 1000 Гц). Большинство металлорежущих станков при надлежащем качестве изготовления имеют шумовые характеристики, удовлетворяющие санитарным нормам без применения дополнительных мер по снижению шума.

Основные источники шума металлорежущих станков можно разделить на пять групп:

- 1) зубчатые передачи, входящие в приводы главного и вспомогательного движений; сюда относятся сменные колеса и закрытые коробки передач;
- 2) гидравлические агрегаты;
- 3) электродвигатели;
- 4) направляющие трубы токарных автоматов;
- 5) процесс резания.

Кроме того, источниками шума являются подшипники, ременные передачи, кулачковые механизмы, дисковые муфты, но они обычно не влияют на общий уровень шума станка.

Шум станков снижают в источнике возникновения уменьшением передачи колебательной энергии от источника к излучателям шума (обычно это наружные стенки станка), демпфированием излучателей и строительно-акустическими мероприятиями.

Насосы и двигатели должны монтироваться на виброизоляторах с применением мер для устранения передачи вибрации к масляным резервуарам, которые, имея большую поверхность, интенсивно излучают шум. Для присоединения трубопроводов гидроагрегатов следует применять виброизолирующие зажимы.

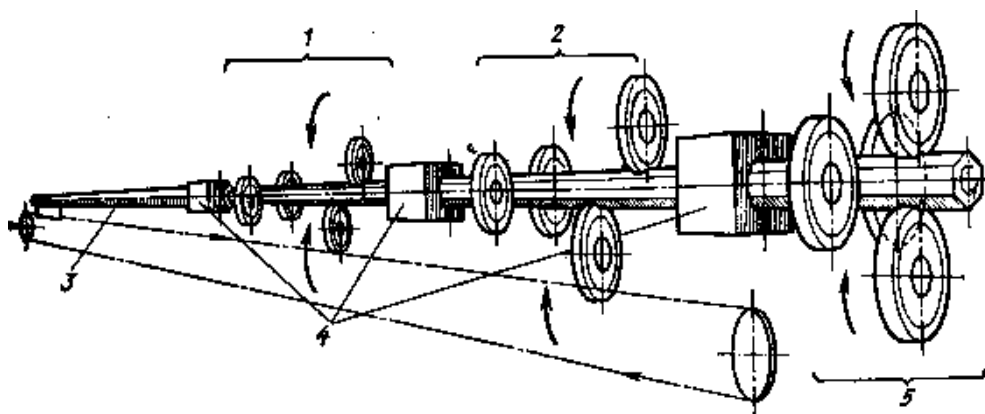
Для уменьшения на общий уровень шума влияния отдельные агрегаты, устанавливаемые на станок виброизолируются от упругой системы станка, если нет особых требований к точности и жесткости монтажа. Это же относится и к электрошкафам, устанавливаемым на станке, которые сами не являются источниками колебаний, но, имея большую площадь поверхности, интенсивно излучают шум. Виброизоляцией двигателей можно снизить уровень звука станка на 6 дБ(А) и более.

В цехах и на участках токарных автоматов, отличающихся высокой производительностью и надежностью, шум при их работе несколько превышает допустимый. Его основным источником являются удары обрабатываемого прутка по стенкам направляющих труб. В настоящее время разработано большое число конструкций малошумных направляющих труб, которые при правильной эксплуатации и своевременной регулировке обеспечивают уровни шума в пределах, допустимых нормами. Широкое распространение получила направляющая труба Новочеркасского станкостроительного завода, представляющая собой металлическую трубу, внутри которой помещена пружина переменного диаметра. В отличие от других подобных конструкций наибольший диаметр пружин в свободном состоянии больше внутреннего диаметра трубы. Перед сборкой пружина скручивается, вставляется в трубу и отпускается. Наличие пружины переменного диаметра исключает непосредственные удары обрабатываемого прутка о металлическую трубу. Снижение уровня звука такой трубы по сравнению с обычной составляет более 20 дБ(А). При износе пружины и ее неправильной регулировке этот эффект может значительно уменьшиться. К недостаткам этой конструкции относятся трудности замены пружины при ее износе и невозможность обработки многогранных прутков, у которых при вращении сбиваются грани.

Снижение шума [до 12 дБ(А)] в других конструкциях направляющих труб достигается устранением ударов прутка о металлическую трубу за счет применения виброизоляторов из резины или другого полимерного материала.

При проектировании малошумных конструкций труб к автоматам продольного течения основное внимание уделяют звукоизоляции щели для флажка толкателя и виброизоляции внутренней трубы от наружной. Предпочтительней выбирать трубы, не имеющие продольной щели, в которых прутки перемещаются в осевом направлении поршнем под действием сжатого воздуха.

Фирмой «Герман Трауб» (German Thraub), Германии предложены две прогрессивные и принципиально различные конструкции направляющих труб. На рисунке 3.6 показан роликовый механизм подачи прутка. Пруток перемещается между упругими роликами, расположенными по окружности и по длине прутка и с определенным усилием прижимающими его к центру направляющей системы. Упругость роликов и их подвеска компенсируют некруглость шестигранных и четырехгранных прутков и их непрямолинейность. Для уменьшения вибраций, вызванных эксцентриситетом вращающихся прутков, ролики установлены через 90° , а в осевом направлении разнесены по длине, и только в месте перехода к шпинделю комплект роликов устанавливается максимально плотно. Диаметр толкателя превышает диаметр прутка, и при проходе толкателя через ролики последние раскрываются. Направляющая толкателя изготавливается из вибродемпфирующей пластмассы. При такой системе подачи прутков снижается шум и обеспечивается автоматическая поперечная загрузка прутков. Однако сочетание требования упругости роликов и центрирования прутка по оси шпинделя обеспечивается лишь в определенных пределах искривления прутков и при различии максимального и минимального диаметров используемых прутков.



1, 2 – комплекты роликов; 3 – толкатель прутка; 4 – направляющие толкателя; 5 – роликовый люнет

Рисунок 3.6 - Роликовый механизм подачи прутка

На рисунке 3.7 показано гидравлическое устройство подачи прутка. Обычная направляющая труба здесь заполняется движущимся маслом. Благодаря вращению прутка между ним и внутренней стенкой направляющей трубы создается масляный клин, исключающий контакт металлических поверхностей. Подобное устройство подачи прутка позволяет без шума и вибраций обрабатывать на токарных автоматах некруглые профили: четырехгранные, прямоугольные и т. п. К недостаткам этого устройства относят отсутствие точного центрирования прутка по оси шпинделя, необходимость согласования диаметра трубы с диаметром прутка, продольная загрузка, остатки масла на прутке, большая мощность холостого хода.

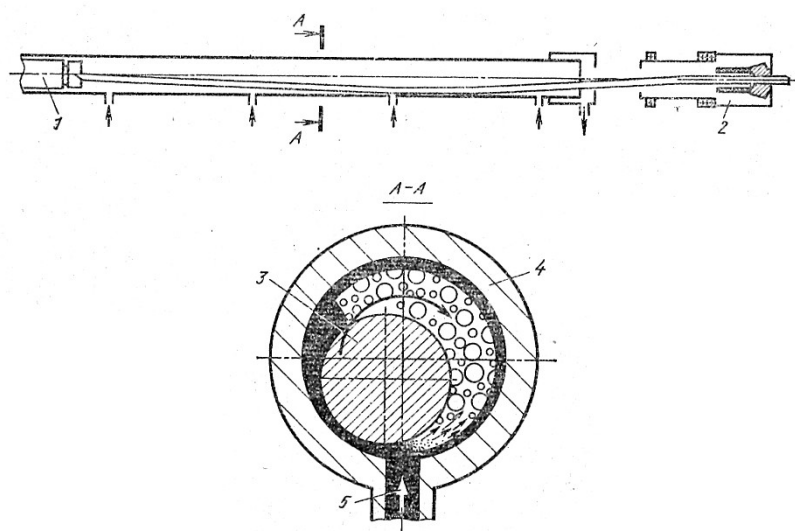
На рисунке 3.8 показаны результаты измерения акустической эффективности описанных конструкций труб по сравнению с обычной направляющей

трубой и трубой с двойными стенками с песчаным заполнением пространства между ними в зависимости от частоты вращения и длины прутков. Кривая а характеризует шум станка без прутка.

При резании уровень звука возрастает на 2–3 дБ (А) из-за увеличения нагрузки на приводы главного и вспомогательного движений и увеличения уровней колебаний упругой системы станка вследствие ее взаимодействия с рабочим процессом (процессом резания, процессом трения). Уровни шума при резании определяются не только режимами резания, но и динамическими характеристиками упругой системы, в которую входят и обрабатываемая деталь и режущий инструмент.

Швейцарская фирма ЛНС (LNS) изготавливает направляющую трубу более сложной конструкции, в которой внешняя и внутренняя трубы разделяются пространством, заполненным маслом. Шум станка с таким устройством мало зависит от наличия прутка в трубе, и уровень звука снижается более чем на 30 дБ (А).

Особенно неприятен тональный шум, часто возникающий при обработке полых или тонкостенных деталей, при выстое инструмента и при снятии тонкой стружки. Уровень тональной составляющей шума особенно велик, если частоты собственных колебаний режущего инструмента и обрабатываемой детали близки между собой. Этот уровень можно снизить повышением жесткости инструмента, демпфированием колебаний заготовки и инструмента. Демпфирование заготовки можно осуществить прижатием к тонким поверхностям заготовки пластин из резины или другого демпфирующего материала. Способ прижатия зависит от типа станка и формы обрабатываемой детали. Демпфированием заготовки можно снизить шум в области высоких частот на 10-15 дБ.

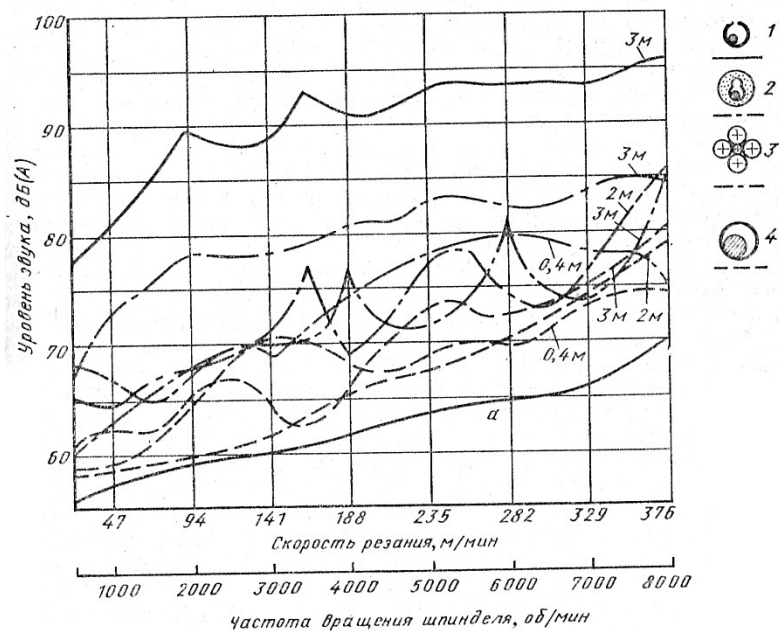


1 – толкатель прутка; 2 – шпиндель изделия; 3 - пруток;
4 – направляющая труба; 5 – подача масла.

Рисунок 3.7 - Гидравлическое устройство подачи прутка

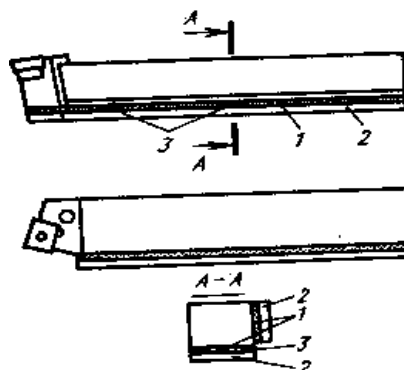
Демпфирование инструмента позволяет уменьшить уровень тональных составляющих шума на 20 дБ и более. Широкополосный шум снижается на 2–5 дБ в области низких частот и на 10–15 дБ в области высоких частот. На рисунке 3.9 показан пример демпфирования колебаний резца с помощью приклеенных к державке комплектов слоев из демпфирующего материала (например, полиуретана) и стальных пластин. Для сохранения размерной точности инструмента на опорные поверхности державки в демпфирующий слой вставляются проставки, поддерживающие постоянство положений державки под нагрузкой. Рассеяния колебательной энергии можно достичь за счет трения в стыках при плотном прижатии стальных пластин к поверхности державки.

Конструкция демпферов для расточного инструмента аналогична описанной выше для резцов. На борштангу надевается втулка, внутренний диаметр которой больше диаметра борштанги. Соосность втулки и борштанги обеспечивается жесткими проставками. Остальное пространство между борштангой и втулкой заполняется демпфирующим материалом. Подобные конструкции могут применяться и для других видов вращающегося инструмента.



1 — простая стальная труба с прорезью; 2 — закрытая стальная труба с двойными стенками и песчаным заполнением; 3 — роликовый механизм подачи; 4 — гидравлическое устройство подачи

Рисунок 3.8 - Эффективность конструкций направляющих труб при обработке стального шестигранного прутка различной длины (3; 2; 0,4 м)



1 – демпфирующий материал; 2 – стальные пластины; 3 – дистанционные проставки

Рисунок 3.9 - Пример конструкции токарного резца с задемпфинированной державкой

На возникновение тонального шума при выстое режущего инструмента и при снятии тонкой стружки большое влияние оказывает механизм крепления твердосплавных, пластинок к державке. Обычно при механическом креплении пластинка неплотно прижимается в направлении скорости резания (прижим в процессе обработки осуществляется силой резания). При выстое инструмента это может привести к появлению интенсивных автоколебаний и тональному шуму на частотах 2000 – 4000 Гц. При установке пластины с натягом в направлении скорости резания подобные автоколебания ослабляются на 10–20 дБ или полностью устраняются.

При работе на отрезных станках дисковыми пилами часто возникает значительный шум, особенно при резке легких металлов, где скорость резания достигает до 70 м/с. При этом в результате колебаний дисковых пил уровень звука достигает 115 дБ (А). Составные пилы, возбуждают меньший шум благодаря внутреннему демпфированию. Шум цельных пил снижают с помощью внешних демпферов. При использовании масляных демпферов с вязкоупругим зажимом диска пилы в качестве демпфирующей среды используют охлаждающее масло, подаваемое в специальные карманы, сделанные в сегментах, расположенных с зазором 0,2 мм у плоскости диска.

Установка демпфирующих колец на диск пилы – эффективное средство снижения шума. Кольцевой демпфер состоит из двух колец, изготовленных из комбинированного материала (стальной лист – пластмасса – стальной лист). Демпфирующие кольца устанавливаются на заклепках с обеих сторон полотна дисковой пилы. При этом рассеяние энергии происходит и в самих демпфирующих кольцах при изгибных колебаниях пил и в стыке колец с полотном дисковой пилы. Возможны модификации, в которых вместо насаживаемых колец полотно пилы делается многослойным. С помощью таких методов удастся снизить уровень звука в процессе отрезки на 8 – 10 дБ (А). Снижение шума достигается также уменьшением частоты вращения во время обратного хода после реза дисковой пилы. Предварительной рихтовкой полотна дисковой пилы и повышением точности ее установки можно добиться снижения уровня звука еще на 6 дБ (А). Применением кожухов, закрывающих полотно пилы, можно добиться дополнительного снижения уровня звука на 6 – 10 дБ (А).

Все описанные выше методы не могут полностью устранить шум, связанный с резанием металла, что обусловлено физикой самого процесса резания: сколом элементов стружки, трением стружки и поверхности резания о поверхность инструмента, наличием на обрабатываемой детали движущегося высокоградиентного поля напряжений и т. п. В связи с этим самым эффективным методом снижения шума резания является оснащение станка подвижными кожухами, герметично закрывающими зону резания. Обычные кожухи, сделанные из листового железа, предназначены только для защиты оператора от попадания эмульсии и стружки. Удары стружки об эти кожухи и вибрации, передаваемые на них от приводов, создают дополнительный шум. Звукоизолирующий кожух для станков состоит из двух слоев листового железа, между которыми находится демпфирующий материал. Подвижная часть кожуха должна герметично закрывать зону резания, места контакта с неподвижной частью должны быть по возможности уплотнены вибропоглощающим материалом. При таких кожухах шум в процессе резания мало отличается от шума при холостом ходе станка.

Кожухи и ограждения на станке, предназначенные для устранения случайного контакта человека с подвижными механизмами, выполняются из тонкого листового железа и жестко прикрепляют к упругой системе станка. При большой площади поверхности они часто способствуют увеличению шума. Такие ограждения при закреплении необходимо виброизолировать от упругой системы станка. Детали крепления (винты, болты) нужно виброизолировать от устанавливаемого ограждения. Если требования к жесткости и точности крепления не позволяют применять виброизоляцию, можно использовать звукоизолирующие панели, прикрепляемые с помощью виброизоляторов к наружным поверхностям интенсивных источников шума, например к шпиндельной бабке. Применение таких панелей позволяет снизить уровень звука, излучаемого закрываемыми поверхностями, на 10 дБ (А) и более. Ограждения и кожухи необходимо по возможности выполнять герметичными, стенки должны быть многослойными или иметь демпфирующее покрытие.

3.1.9.2 Деревообрабатывающие станки

Наибольшие уровни шума создаются при работе круглопильных и строгальных станков (рейсмусовых, фуговальных, четырехсторонних, строгальных). Источниками шума рейсмусовых и фуговальных станков являются вихревые процессы в зоне максимального сближения кромок ножей с кромками прижимных губок или с кромками стола, механический шум привода и вибрации обрабатываемого материала.

Применение валов со спиральными ножами – лучший способ снижения шума строгальных станков. Причиной возникновения шума при строгании прямыми ножами являются интенсивные колебания обрабатываемой заготовки и несущих систем станка при ударе ножа по всей длине линии соприкосновения с обрабатываемой заготовкой. При строгании спиральным ножом работает только одна точка на его кромке, усилие резания направлено под углом к волокнам древесины. При работе со спиральными ножами, имеющими угол подъема винтовой линии 72° , уровни звука снижаются на 10–12 дБ (А) по сравнению с

использованием прямых ножей. Однако применение таких ножей затруднено сложностью их изготовления, установки и переточки.

При использовании прямых ножей следует предусматривать меры по снижению шума. Дешевым и практичным способом снижения аэродинамической составляющей шума ножевого вала строгальных станков является закладка пазов вала твердым звукопоглощающим материалом, например поропластом. За счет перфорирования губок стола наклонной щелевой перфорацией можно уменьшить уровень звука фуговальных станков на холостом ходу на 10 – 15 дБ (А). Щелевой перфорацией на переднем и заднем прижимах рейсмусовых станков можно добиться снижения аэродинамической составляющей их шума. Уменьшением частоты вращения рабочего органа деревообрабатывающих станком можно добиться значительного снижения шума, однако это приводит к снижению их производительности. Уменьшению шума строгальных станков способствует балансировка ножевых валов при смене ножей.

При работе круглопильных станков шум возникает в результате завихрений и пульсаций воздуха в области зубчатого венца пилы, колебаний самого пильного диска, колебаний обрабатываемой древесины. Дополнительными источниками шума являются привод станка, подшипники вала и система пневмоотсоса опилок. Как и у отрезных металлообрабатывающих станков, основной метод снижения шума круглопильных станков – демпфирование пильного диска, его балансировка, уменьшение люфтов и биений.

Для всех моделей деревообрабатывающих станков широко используют кожухи, звукоизолирующие и экранирующие шум. Конструкции кожухов, разработанные Уральским лесотехническим институтом и предназначенные для использования на самых разнообразных деревообрабатывающих станках (круглопильных, четырехсторонних, строгальных, рейсмусовых), хорошо зарекомендовали себя в промышленности. Они позволяют снизить шум холостого хода станков и шум резания на 5 – 10 дБ (А), просты в изготовлении, не мешают обслуживанию станка.

3.2 Аэродинамический шум

Любой нестационарный процесс в газе или жидкости сопровождается возникновением упругих колебаний, т.е. шума. Перечислим источники аэродинамических шумов:

- 1) колебания при периодическом выпуске газового потока в атмосферу; например, сирены, воздуходувки, и двигатели внутреннего сгорания (ДВС).

Частоты этих колебаний

$$f_i = nzi / 60, \quad (3.7)$$

где n — число оборотов;

i — номер гармоники;

z — число отверстий.

Если за один оборот вала происходит m выхлопов, то появляются частоты

$$f = nzm / 60, \quad (3.8)$$

Для сирены и одноцилиндрового двухтактного ДВС $m=1$, для четырехтактного ДВС $m = 2$. Звуковая мощность пропорциональна четвертой степени от числа оборотов и квадрату геометрического размера излучающей области;

- 2) вихри, образующиеся у твердых границ потока. При этом возникает шум при срыве вихрей, сопровождающих обтекание тел, и шум пограничного слоя, возбуждаемые из-за турбулентности потока у стенок или поверхности обтекаемого тела;
- 3) турбулентности, образующиеся вдали от границ при перемешивании потоков,двигающихся с разными скоростями; например, шум реактивных двигателей;
- 4) периодические изменения давления на лопатках аэродинамических машин – вентиляторов (шум от неоднородности потока) и вследствие пульсаций давления в среде из-за прохождения лопастей мимо фиксированных точек пространства (например, выступов корпуса) и вытеснения среды лопастями (шум вращения);
- 5) скачки уплотнения в потоке, движущемся со сверхзвуковой скоростью, когда образуются ударные волны;
- 6) взаимодействие потока и неподвижного резонирующего элемента. При этом образуются дискретные частоты – свисты;
- 7) горение в ограниченных объемах;
- 8) совместные аэродинамические и механические процессы – полоскание флага в ветровом потоке, хлопанье стенок воздухопроводов, явление флаттера в авиации.

Рассмотрим шум свободной газовой струи. Этот шум создается при турбулентном перемешивании частиц газа с большой скоростью истечения и частиц окружающего воздуха с малой скоростью или неподвижных.

При удалении от сопла звуковая мощность элементарного объема струи падает пропорционально седьмой степени расстояния от сопла. Поэтому основная доля шума излучается участками струи, находящимися на расстоянии порядка шести диаметров струи от среза сопла.

Звуковая мощность струи N определяется по формуле Лайтхилла

$$N = k \left[\frac{\rho_c^2 u_c^8}{\rho_0 c_0^5 (0,6T_0 / T_c + 0,4)^2} \right] = kL \quad (3.9)$$

где T_c , T_0 , ρ_c , ρ_0 – абсолютная температура и плотность струи и окружающей среды соответственно;

u_c – местная скорость потока;

k – коэффициент пропорциональности, приближенно равный $3 \cdot 10^{-5}$;

c_0 – скорость звука в струе.

Величина L называется параметром Лайтхилла. Зависимость звуковой мощности от этого параметра показана на рисунке 3.10.

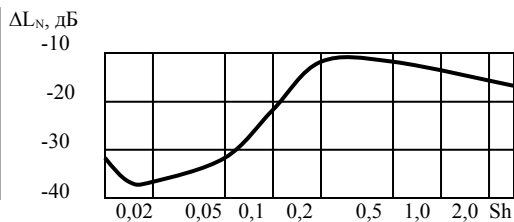
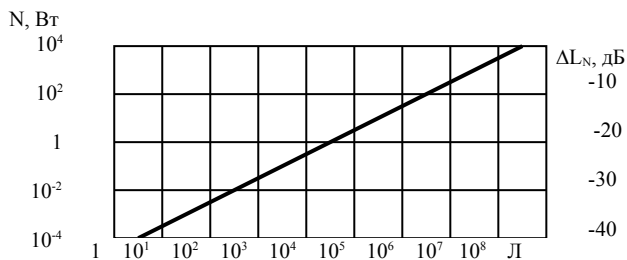


Рисунок 3.10 - Зависимость звуковой мощности от параметра Лайтхилла

Рисунок 3.11 - Безразмерный спектр уровней звуковой мощности в третьоктавных полосах

Часто в аэродинамике шум оценивают с помощью безразмерного параметра – числа Струхалия

$$Sh = fD/u_c, \quad (3.10)$$

где f – средняя частота шума в достаточно узкой (например, треть октавы) полосе;

D – диаметр сопла;

u_c – скорость струи на выходе из сопла.

На рисунке 3.11 показан безразмерный спектр уровней звуковой мощности струи в третьоктавных полосах.

Спектр излучаемого струей шума зависит от расстояния вдоль струи (от сопла). Высокочастотный спектр создается участком струи, расположенным вблизи сопла, а низкочастотный – удаленными участками. Характеристика направленности этого шума имеет вид кривой, несколько вытянутой вдоль направления истечения. Максимальное излучение под углом порядка 20° на низких частотах и 90° – на высоких.

Уровень звукового давления у границы струи растет с удалением от среза сопла до двух диаметров сопла, а затем уменьшается. На расстоянии менее одного диаметра от струи и более двух диаметров от среза сопла уровень звукового давления дозвуковой струи определяется по формуле

$$L_p = L_N + 40\Pi_c^{1/2} - 0,6X/D - 20a/D, \quad (3.10)$$

где L_N – уровень звуковой мощности, равный $10 \lg N$;

Π_c – перепад давления в сопле;

a – расстояние от границы струи;

X – расстояние от начала истечения.

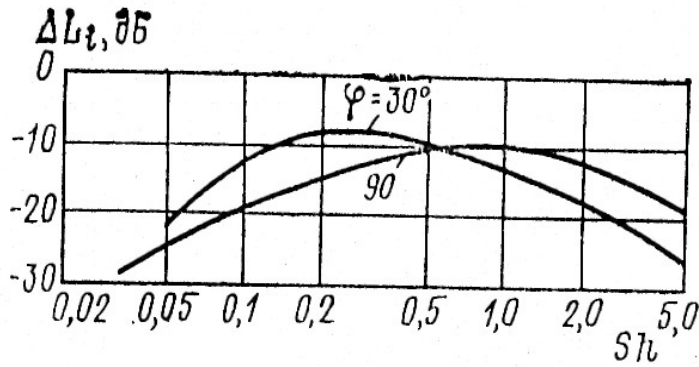


Рисунок 3.12 - Безразмерный спектр уровней звукового давления в треть-октавных полосах

При сверхкритическом перепаде давлений (для воздушной среды критический перепад $P_{co}=1,9$) в спектре шума струи появляется дискретная составляющая с частотой

$$f = c_o / 2D \sqrt{P_c - 1,9} \quad (3.11)$$

Приближенный расчет шума дозвуковой свободной струи выполняется следующим образом:

- 1) определяется суммарная мощность N по формуле (3.10);
- 2) находятся составляющие в третьоктавных полосах

$$L_{Ni} = L_N + \Delta L_{Ni} \quad (3.12)$$

где ΔL_{Ni} – составляющие безразмерного спектра;

3) уровень суммарного звукового давления L на расстоянии r определяется из выражения

$$L = L_N - 20 \lg r - \theta_o + \left(1 + \frac{0,3T_c - 0,3T_o}{T_o} \right) \cdot 10 \lg R_\theta, \quad (3.13)$$

где $\theta_o = 11$ дБ при излучении в пространство и $\theta_o = 7$ дБ при излучении в полупространство;

R_θ – направленность суммарного шума струи под углом θ ;

4) уровень составляющих спектра звукового давления в третьоктавной полосе равен

$$L_i = L + \Delta L_i, \quad (3.14)$$

где – составляющие безразмерного шума, определяемые по рисунку 3.11;

5) уровень суммарного звукового давления вдоль границы струи определяется по (3.10), а частота, на которой наблюдается максимальная интенсивность шума, – по следующим формулам:

$$\left. \begin{aligned} Sh &= \text{при } X/D < 4; \\ Sh &= \text{при } X/D \geq 4 \end{aligned} \right\} \quad (3.15)$$

где X – расстояние от среза сопла.

Шум от неоднородности потока и шум вращения характерны для машин с вращающимися рабочими колесами (вентиляторы, турбины, воздушные

винты). Местные неоднородности образуются из-за плохообтекаемых деталей, а также из-за турбулентных пульсаций потока, поступающего в колесо.

Причиной шума вращения, его источником является движущаяся лопатка, возмущающая окружающую среду.

Пульсации давления на неподвижных элементах (лопатки направляющих и спрямляющих аппаратов, стойки подшипников, «язык» у центробежных вентиляторов) также являются причиной шума от неоднородностей потока, выходящего из колеса.

За каждой лопаткой направляющего аппарата образуется след. Поэтому осевые вентиляторы с входными направляющими аппаратами и многоступенчатые вентиляторы с последовательно соединенными рабочими колесами обладают ясно выраженным шумом от неоднородности потока. У центробежных вентиляторов шум от неоднородности вызывается большим размером «языка», что особенно заметно при малом числе лопаток. Основная частота шума от неоднородности определяется произведением числа лопаток на число оборотов, причем присутствуют обычно высшие гармоники.

Исследования Л. Я. Гутина и Е. А. Непомнящего показали, что шум вращения винта в воздухе определяется силовым воздействием лопаток на среду (основная причина) и вытеснением среды лопатками. С увеличением окружной скорости шум вращения растет быстрее вихревого шума и шума от неоднородности потока. Максимум излучения шума вращения соответствует углу $75-65^\circ$, отсчитываемому от направления потока, создаваемого винтом. На оси вращения шум отсутствует. Частота шума определяется формулой

$$f = nz/60, \quad (3.16)$$

где z – число лопастей винта.

В потоках со сверхзвуковой скоростью появляются ударные волны, вызванные скачками уплотнения среды. Взаимодействие турбулентных вихрей и скачков вызывает интенсивный шум.

Существует также широкий класс газоструйных излучателей, используемых для технологических целей, в которых интенсивное излучение возникает при взаимодействии струи с препятствиями разного рода, размещаемыми на ее пути. Большие достижения в разработке таких мощных излучателей получены Ю. Я. Борисовым.

3.2.1 Вихревые шумы

За неподвижным телом, оказавшимся в потоке газа или жидкости, образуется след, ширина и форма течения в котором определяется формой и размерами тела, величиной и направлением скорости потока относительно тела, а также вязкостью среды. Поверхность раздела между следом и активным потоком является поверхностью вихревого потока, который в силу неустойчивости, характерной для свободных вихревых слоев, на небольшом расстоянии от тела распадается на ряд дискретных вихрей. Последние под действием сил вязкости распадаются на еще более мелкие вихри, образующие турбулентный след.

При достаточно больших числах Рейнольдса $Re = uD/\nu$, где u – средняя скорость потока; D – характерный размер препятствия; ν – кинематическая вяз-

кость среды, вихри срываются поочередно с двух сторон цилиндрического тела и движутся вдоль потока, располагаясь в шахматном порядке (рисунок 3.12).



Рисунок 3.12 - Образование вихрей при обтекании цилиндра потоком



Рисунок 3.13 - Образование вихрей при движении потока в трубе

Чем хуже обтекается тело, тем интенсивнее за ним вихреобразование. Минимальное вихреобразование (не нулевое) обеспечивают тела обтекаемой формы, помещаемые в поток под некоторым оптимальным углом. Вихри образуются и при течении жидкости и газов по трубам, вблизи их стенок (рисунок 3.13). Частота образования таких вихрей в трубах также определяется числом Струхалия:

$$Sh = fD/u, \quad (3.16)$$

где D – диаметр трубы;
 f – частота.

Число Струхалия для плохообтекаемого тела определяется по формуле

$$Sh = 0,195 (1 - 20,1/Re), \quad (3.17)$$

Для хорошообтекаемых профилей частота колебаний в следе находится исходя из значения D , определяемого по формуле

$$D = b \sin \alpha + \delta \cos \alpha,$$

где b – размер хорды профиля;

δ – максимальная толщина профиля;

α – угол между направлением потока и хордой профиля.

Образование вихрей обусловлено автоколебательным процессом. На обтекаемое тело действуют поперечные пульсационные силы (с амплитудой порядка сил сопротивления), пропорциональные динамическому давлению потока и площади тела. Эта пульсационная поперечная сила связана с поперечным пульсирующим течением за телом и создает эффект, соответствующий акустическому диполю.

Звуковая мощность вихревого шума, создаваемого неподвижным цилиндрическим стержнем, обтекаемым потоком со скоростью (вдали от тела) u

$$N = k\rho_0 (C_x Sh)^2 u^6 l D / c^3,$$

где k – безразмерный коэффициент;

C_x – аэродинамический коэффициент лобового сопротивления;

l, D – длина и диаметр стержня.

Звук образуется в основном только при рождении вихрей, уже образовавшаяся дорожка практически не является излучателем. Однако вихрь, приближающийся к твердой стенке или перемещающийся вдоль нее, может быть источником шума, поскольку он вызывает изменение давления на стенке.

Величина вихревого шума практически не зависит от материала обтекаемого тела. Рассматривая лопасти вентиляторов в первом приближении как вращающиеся стержни, звуковую мощность можно определять по приведенной формуле, причем $k \approx 0,04$.

Направленность излучения вихревого шума соответствует диполю: звук излучается перпендикулярно к направлению потока с характеристикой, имеющей вид восьмерки. Вихревой шум вращающихся стержней распространяется в направлении оси вращения, а в плоскости вращения почти отсутствует.

Интенсивность вихревого звука I определяется по формуле

$$I = 0,24N \cos^2 \theta / r_0^2 \quad (3.18)$$

где r_0 – расстояние до центра вращения от точки наблюдения;

θ – угол наблюдения, отсчитываемый от перпендикуляра к направлению потока.

Звуковая мощность шума пограничного слоя подчиняется тем же законам, что и звуковая мощность вихревого шума, а именно пропорциональна шестой степени скорости потока и квадрату геометрических размеров поверхности. Спектр непрерывен в широкой полосе частот.

Заметим, что через стенку, на которой существуют пульсации давления в пограничном слое, передается не шум, излучаемый во вне, а псевдозвук, соответствующий среднему квадрату этих пульсаций.

Уровень звуковой мощности вентилятора L_N , дБ, равен

$$L_N = \bar{L} + 60 \lg u_R + 20 \lg D + \delta_1 \quad (3.19)$$

где \bar{L} – величина шума, зависящая от типа вентилятора и режима его работы;

δ_1 – постоянная, определяемая внешними условиями (для $t = 20^\circ\text{C}$, $p = 750$ мм рт.ст. = 1015 Па, $\delta_1 = -6$ дБ);

u_R – окружная скорость колеса вентилятора (подсчитанная по его внешнему диаметру D).

В связи с зависимостью от коэффициентов давления и расхода вентиляторы различных типов неравноценны по шуму при одинаковых окружных скоростях и диаметрах колес. Используется понятие критерия шумности \tilde{L} , который позволяет сравнивать по звуковой мощности вентиляторы различных типов и размеров, работающие на одну нагрузку,

$$\tilde{L} = \bar{L} + 25 \lg(p_B / \rho_0 u_R^2) + 10 \lg(4Q - \pi D^2 u_R), \quad (3.20)$$

где p_B – развиваемое давление воздуха;

Q – расход воздуха;

ρ_0 – плотность среды.

Значение определяется из выражения

$$\bar{L} = B + 20 \lg \frac{(1 - \eta)}{\eta} \frac{4 p_B Q}{\pi \rho_0 u_R^3 D^2}, \quad (3.21)$$

где $B = 40$ дБ для осевых вентиляторов, $B = 30 \div 35$ дБ – для центробежных вентиляторов (со стороны всасывания);

η – коэффициент полезного действия (КПД).

Звуковую мощность воздуховодного вихревого шума определяют через перепады давления Δp в элементах воздуховодов:

$$L_N = \bar{L} + 30 \lg \Delta p + 20 \lg D + \delta_3, \quad (3.22)$$

где определяется геометрической формой воздуховода;

D – характерный размер сечения элемента;

δ_3 – определяется внешними условиями.

Спектр вихревого шума занимает широкую область частот и по характеру приближается к непрерывному. Вихревой шум может распространяться по рабочей среде, вызывая воздушный шум и вибрацию всех элементов механизма или трубопровода. Если частота срыва вихрей совпадает с частотой собственных колебаний обтекаемого тела, может возникнуть интенсивная резонансная вибрация тела.

3.3 Гидродинамический шум. Кавитация

При движении жидкости в трубах и при вращении в жидкости жестких элементов (например, лопастей судовых винтов) в ней возникают колебания того же рода, что и описанные в пунктах 3.4, 3.5, т. е. вихри, шум вращения винтов, турбулентности, свисты. Эти явления характеризуются частотами колебаний. Кроме того, динамике жидкости присуще специфическое явление – кавитация, – связанное с потерей жидкостью прочности на разрыв при уменьшении в ней давления ниже определенного предела и возникновением полостей, заполненных газом, воздухом или паром. Процесс кавитации необычайно сложный, стохастический – пузырьки (полости) всплывают, сливаются, растворяются, колеблются (особенно сильно на резонансных частотах, определяемых их размерами).

Кавитация в жидкости возникает в результате движения в жидкости жестких конструкций или, наоборот, при обтекании таких конструкций потоком жидкости с достаточной скоростью. Кроме того, кавитация возникает при интенсивных колебаниях самой жидкости (например, при интенсивном ее озвучивании).

Рассмотрим кратко особенности кавитационного процесса в жидкости.

Возникающие в жидкости газовые пузырьки обладают определенной подъемной силой (соответствующей их размерам) и начинают всплывать, при этом часть их сливается, увеличиваясь в размере, часть снова растворяется, и все они колеблются (преимущественно на собственных частотах, определяемых выражением

$$f = (kTp_0)^{1/2} / 2\pi R, \quad (3.23)$$

где p_0 – статическое давление;

R – радиус пузырька;

k – постоянная;

T – температура.

В результате действия указанного процесса, продолжающегося непрерывно, в зоне кавитации образуется пузырьковое облако, содержащее пузырьки ориентировочным диаметром от 0,001 до 1 мм. Эти размеры соответствуют частотам в диапазоне частот от единиц килогерц до единиц мегагерц. Такое пузырьковое облако обладает существенным звукоизолирующим, звукозаглушающим эффектом, а также является интенсивным источником шума в широкой полосе частот.

Одиночный газовый пузырек при колебании на резонансной частоте эффективно отсасывает звуковую энергию (поглощает и рассеивает) из объема, значительно превышающего его размеры. Это действие должно учитываться при оценке акустических свойств и процессов, связанных с появлением кавитации.

При действии вращающихся элементов в жидкости возникает кавитация, образующаяся на поверхности лопастей при достаточных окружных скоростях.

Кавитация характерна для гребных винтов судов и возникает в тех точках, где вследствие разрежения происходит разрыв сплошности жидкости. В образовавшиеся каверны диффундирует растворенный в воде воздух (газ или даже водяной пар). В момент последующего захлопывания газового пузырька частицы воды устремляются к его центру, вследствие чего давление в данной точке резко возрастает. Спектр кавитационного шума винтов простирается от сотен герц до сотен килогерц. Интенсивный кавитационный шум винта вызывает соответствующую вибрацию элементов корпуса судна в районе гребных винтов. Кавитационный процесс обладает сильным эрозионным действием, вследствие чего эродируют лопасти гребных винтов и элементы трубопроводов, где кавитация возникает при обтекании колен и клапанов, а также в лопаточных насосах. Кавитационный шум проявляется даже на ранней стадии кавитации, когда рабочие характеристики насосов (и винтов) еще практически не ухудшаются.

Явление кавитации в трубопроводах возникает, когда статическое давление в потоке падает ниже давления насыщенного пара жидкости. Реальная жидкость не может воспринимать растягивающих усилий, возникающих при падении давления в ней ниже давления насыщенных паров, поэтому происходит ее вскипание и нарушается сплошность потока с образованием многочисленных паровых пузырьков и устойчивых каверн, примыкающих к стенкам.

Как только паровые пузырьки в потоке достигнут области, где статическое давление выше упругости насыщенных паров, пузырьки исчезают. Образование пара сопровождается затратой тепла, отбираемого от жидкости, окружающей пузырьки и каверны. Поэтому температура в этой области несколько понижается, а давление становится ниже первоначального давления насыщенных паров и вскипание жидкости происходит с запаздыванием при достижении некоторой степени ее перегрева. Процесс конденсации пара в области потока с повышенным давлением происходит также с некоторым запаздыванием при достижении определенной степени его переохлаждения. Это способствует тому, что конденсация пара в пузырьках происходит с большой скоростью и частицы жидкости, движущиеся к центру пузырька, при его захлопывании также достигают большой скорости. В районе захлопывания пузырька происходит сильный гидравлический удар, в результате которого мгновенное местное давление достигает десятков мегапаскалей. Если жидкость содержит растворенный газ, то он будет выделяться в пузырьках и кавернах. Быстрое сжатие газа при захлопывании пузырьков не дает ему возможности снова растворяться, что приводит к повышению температуры в конце цикла сжатия до нескольких сот градусов Цельсия. Размеры пузырьков колеблются в результате взаимодействия между собой и со стенкой.

Если захлопывание пузырьков происходит вблизи стенки, то последовательные гидравлические удары разрушают поверхностный слой стенки, образуя гидравлические клинья в результате проникновения частиц жидкости в мельчайшие поры материала стенки, т. е. возникает кавитационная эрозия.

3.4 Шум и вибрация электрических машин

Шум и вибрация электрических машин вследствие их широкого распространения являются в последние годы одними из основных источников шума в промышленном производстве, на транспорте, в быту.

Шум электрических машин образуется при одновременном действии следующих составляющих шумов:

а) магнитный шум, создаваемый колебаниями статора и ротора под влиянием магнитных сил, действующих в воздушном зазоре;

б) аэродинамический шум, возникающий в результате вращения ротора движения воздушных потоков внутри машины;

в) механический шум, обусловленный вибрацией деталей и узлов машин от неуравновешенности ротора, работы подшипников и щеточного контакта.

В быстроходных машинах с воздушным охлаждением суммарный шум определяется аэродинамическими источниками, а вибрации – механическими. В тихоходных машинах преобладают магнитные шумы.

Уровень – интенсивности воздушного шума типовых электрических машин общепромышленного назначения L , дБ, оценивается приближенной формулой

$$L = 10 \lg(Nn^2 / r_c) + K, \quad (3.24)$$

где N – номинальная мощность машины, кВт;

n – частота вращения;

r_c – расстояние от корпуса до места оценки уровня, м;

K – коэффициент, зависящий от конструктивных особенностей машины.

ны.

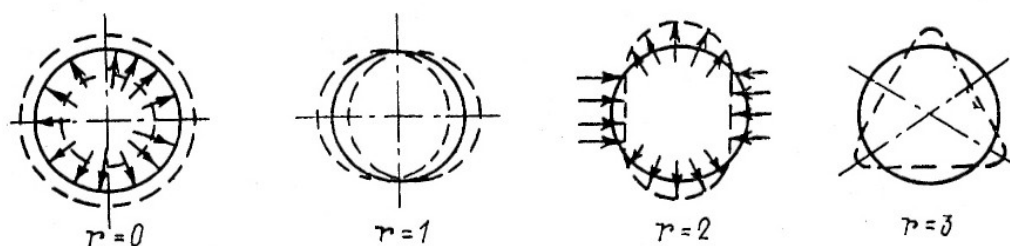
Для машин с мощностью от 1 до 100 кВт при $r_c = 0,5$ м формула имеет вид

$$L = 10 \lg N + 20 \lg n + 10, \quad (3.25)$$

Эта зависимость справедлива для асинхронных двигателей и машин постоянного тока.

Магнитные шумы и вибрации электрических машин обусловлены периодическими силами, возникающими от взаимодействия высших гармоник магнитных полей в воздушном зазоре между статором и ротором. Основную роль играют радиальные составляющие магнитных сил. Действие аксиальных сил, вызывающих «распушение» пакета железа статора, ослабляется прессовкой и затяжкой пакета крайними листами.

Тангенциальные силы, вызывающие колебания зубцов, демпфируются изоляцией и клиньями, находящимися в пазах. Высокие значения собственных частот колебаний зубцов исключают возможность резонансных вибраций. Радиальные силы, действующие на статор, вызывают колебания растяжения и изгиба разных порядков, как это можно видеть на рисунке 3.14. Нулевой порядок характерен периодическим сжатием и растяжением пакета статора, первый порядок – колебаниями качаний статора относительно одной узловой точки, второй и более высокие порядки колебаний характеризуются двумя и более числами длин волн, распределенных по пакету статора. Деформируемый статор вызывает в окружающей упругой среде звуковые волны, интенсивность которых определяется величиной действующих магнитных сил, частотами собственных колебаний деталей и узлов конструкции машины и характеристиками ее как излучателя.



r – порядок колебаний

Рисунок 3.14 - Колебания растяжения и изгиба статора при действии радиальных сил

Магнитные шумы и вибрации характеризуются дискретными составляющими, частоты которых определяются наиболее интенсивными зубцовыми полями. В машинах постоянного тока и тока промышленной частоты зубцовых составляющих находятся в диапазоне 400–4000 Гц. Поэтому магнитный шум хорошо прослушивается на фоне снижающегося в области высоких частот

шума, возбуждаемого другими источниками. Кроме магнитного поля основной частоты характерно и наличие его высокочастотных гармоник.

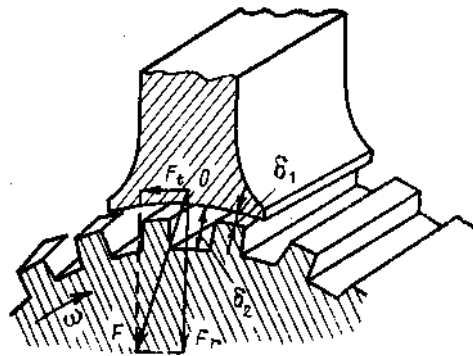


Рисунок 3.15 - Взаимодействие сил магнитного притяжения между полюсами статора и ротора

Силы магнитного притяжения F , возникающие между полюсами статора и ротором, пропорциональны квадрату мгновенного значения индукции магнитного поля, которая зависит от зазора. На поверхности ротора (якоря) имеются пазы для обмотки, поэтому при его вращении происходит непрерывное периодическое изменение величины зазора от δ_1 до δ_2 , как это видно из рисунка 3.14.

Полный цикл изменений зазора происходит за промежуток времени в течение которого якорь повернется на величину зубцового шага. С той же частотой и по тому же закону изменяются магнитная индукция, а также магнитная сила, которая может быть разложена на радиальную и тангенциальную составляющие. Действие этих сил равносильно действию на полюс в воздушном зазоре радиальной силы F_r и изгибающего момента M_0 :

$$F_r = \nu B^2 \frac{\sin \pi z_a}{\pi z_a} ; \quad M_0 = \frac{l_p}{2} \nu \left[\frac{\sin \pi z_a}{\pi z_a} - \frac{\cos \pi z_a}{\pi z_a} \right], \quad (3.24)$$

где z_a – количество пазов в полюсной дуге;

l_p – ширина полюсной дуги, м;

B – магнитная индукция;

ν – частота вращения.

Роль радиальной силы и изгибающего момента в создании вибрации и шума зависит от параметров машины: $F_r=0$, если z_a и $z_s/2p$ [z_s – число зубцов (пазов) якоря; p – число пар полюсов] – целые числа. $M_0 = 0$, когда $z_s/2p$ – целое, а z_a – дробное число.

В общем случае частота вибрации и шума f_μ , вызванная магнитными полями, определяется формулой

$$f_\mu = fz_s^i, \quad (3.25)$$

где f – частота вращения; $i = 1, 2, 3 \dots$

В воздушных зазорах машин переменного тока кроме колебаний основной частоты возникают высшие гармонические составляющие, вызываемые обмоточными и зубцовыми полями, полями от несимметричности напряжений, питающих машину, от нелинейности и несимметричности магнитопровода. Эти составляющие обычно менее интенсивны, чем основная гармоника, но тоже вносит заметный вклад в общий шум.

Обмоточные звуковые поля обусловлены несинусоидальным распределением магнитодвижущей силы по воздушному зазору; зубцовые поля возникают из-за переменной проводимости в воздушном зазоре. Частоты обмоточных полей определяются по формулам: для полей статора $f_{ст} = f_c$, для полей ротора (асинхронных машин):

$$f_p = f_c [\mu(1 - S) + S] \quad , \quad (3.26)$$

где S – скольжение;

f_c – частота питающей сети;

μ – коэффициент.

При фазной обмотке $\mu = 2m_i + 1$, при короткозамкнутой обмотке $\mu = 1 + z_i/p$, где m – число фаз обмоток ротора; z_p – число пазов ротора; $i = \pm 1, \pm 2$. Частоты зубцовых звуковых полей также определяются по формуле (6.5), причем $z_p = z_{ст}$, где $z_{ст}$ – число пазов статора.

В явнополюсных синхронных машинах $z_p = 2p$ и возникают только равнофазные гармоники нечетных порядков с частотами $f_p = f_c (2i - 1)$. Зубцовые частоты синхронных машин определяются по формуле $f_z = 2f_{ci}$.

Ввиду интерференции высших гармонических полей, которые кратны частотам питающей сети, возрастает спектр возмущающих сил, действующих по расточке статора и возбуждающих его колебания на собственных частотах.

В трансформаторах нередко при неплотной прессовке пластин возможно их периодическое «распушение» под действием переменных полей. Наиболее часто это проявляется в «жужжании» дросселей в лампах дневного света.

Отметим, что явление магнитострикции редко вызывает заметные вибрацию или шум, хотя магнитострикционные преобразователи и в настоящее время используются в технике довольно широко.

Контрольные вопросы

- 1 Назовите природу и закономерности механического шума.
- 2 Каковы составляющие шума и вибрации зубчатых передач.
- 3 Назовите причины шума и мероприятия по его снижению редукторных и кулачковых механизмов, а также цепных передач.
- 4 Назовите причины возникновения вибрации и шума в соединениях валов и методы их снижения.
- 5 Назовите основные источники шума кузнечно-прессового оборудования и методы его снижения.
- 6 Проведите классификацию основных источников шума металлорежущих станков и назовите методы их снижения.
- 7 Проведите классификацию основных источников шума деревообрабатывающих станков и назовите методы их снижения.

8 Как суммируется в звуковом поле шум независимых источников?

10 Определите причины возникновения шума и вибрации подшипников скольжения и качения?

11 Назовите основные особенности аэродинамического шума.

12 Поясните физику зависимости кавитационных явлений от гидростатического давления.

13 Назовите и оцените основные источники шума электрических машин.

14 Назовите особенности шумоизлучения механизмов в производственных помещениях.

15 Каковы общие методы борьбы с шумом цепных передач?

16 Назовите основные источники шума транспортных средств?

4 Звукоизоляция и звукопоглощение

4.1 Понятие о звукоизоляции и звукопоглощении

Физические явления, характеризующие процессы звукоизоляции и звукопоглощения, различны, но тесно связаны между собой. Рассматривая процесс прохождения звука через препятствие (на рисунке 4.1 приведена пластина безграничных размеров), можно видеть, что энергия (мощность, интенсивность) падающего на препятствие звука $E_{пад}$ разделяется на энергию, отраженную от этого препятствия $E_{отр}$, поглощенную в нем $E_{погл}$ и прошедшую через препятствие $E_{пр}$.

Процесс звукоизоляции оценивается отношением прошедшего потока энергии к потоку падающей энергии независимо от того, отразилась она или поглотилась препятствием. Процесс звукопоглощения оценивается отношением доли энергии, перешедшей в тепло, к падающей энергии. На практике, однако, к энергии, поглощенной в помещении, нередко относят звуковую энергию, ушедшую из помещения (например, через открытое окно).

Понятие «звукоизоляция» широко используется и может обозначать физический процесс (прохождение звука через ограждение, препятствие), его количественную характеристику (отношение энергии к прошедшей), а также акустическую конструкцию (например, «двустенная звукоизоляция»).

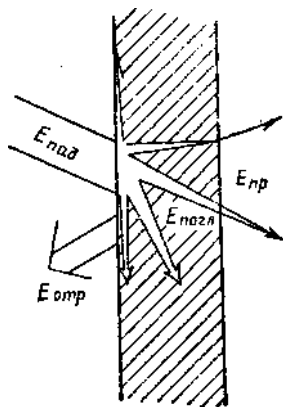


Рисунок 4.1 - Распределение звуковой энергии при падении на препятствие

Численно звукоизоляция определяется отношением потока энергии, падающего на преграду, к потоку энергии, прошедшему через нее. Обратное отношение τ называют коэффициентом проходимости или прохождения.

Звукоизоляция обычно обозначается через R , дБ:

$$R = 10 \lg(1/\tau) = -10 \lg \tau, \quad (4.1)$$

Отношение отраженной (рассеянной) энергии к падающей характеризует коэффициент рассеяния δ , а отношение поглощенной энергии к падающей – коэффициент поглощения α .

Между τ , δ и α существует связь на основе закона сохранения энергии:

$$\tau + \delta + \alpha = 1, \quad (4.2)$$

$$\tau = E_{\text{пр}}/E_{\text{пад}}; \quad \delta = E_{\text{отр}}/E_{\text{пад}}; \quad \alpha = E_{\text{погл}}/E_{\text{пад}}.$$

Понятие «звукопоглощение» обозначает физический процесс перехода звуковой энергии в тепловую. Оценкой звукопоглощения служит коэффициент поглощения α .

При распространении звука в замкнутых помещениях имеют место многократные падения отраженных звуковых волн на одно и то же препятствие, в результате чего доля прошедшей через это препятствие звуковой энергии увеличится. В связи с неизбежным (и даже очень малым) поглощением, сопутствующим каждому из падений волн на препятствие, такое увеличение не будет слишком большим. Если же предположить, что поглощение звука в замкнутом объеме отсутствует, то теоретически вся излучаемая источником звуковая энергия будет просачиваться наружу, что означает нулевую звукоизоляцию вне зависимости от отражающих свойств поверхностей замкнутого помещения.

4.2 Звукоизоляция от воздушного и ударного шумов

Механизм передачи звука через препятствие (преграду, ограждение) состоит в том, что звуковая волна, падающая на ограждение, приводит его в колебательное движение с частотой, равной частоте колебаний частиц воздуха в волне. Часть звуковой энергии при этом переходит в тепловую. Ограждающая конструкция сама становится источником звука и излучает его в окружающую среду. Звукоизолирующее действие преграды состоит в том, что часть звуковой энергии отражается от преграды. Коэффициент проходимости можно выразить через отношение квадратов звуковых давлений в прошедшей $p_{\text{пр}}$ и падающей $p_{\text{п}}$ волнах:

$$\tau = p_{\text{пр}}^2 / p_{\text{п}}^2$$

Звукоизоляция ограждения определяется выражением

$$R = -10 \lg \tau = 20 \lg(p_{\text{п}} / p_{\text{пр}}) = 20 \lg p_{\text{п}} - 20 \lg p_{\text{пр}}, \quad (4.3)$$

Шум в изолируемое помещение может проникать не только через ограждение, отделяющее его от шумного помещения, но и косвенными путями – через боковые окружающие изолируемое помещение конструкции, по шахтам, трубопроводам, отверстиям и т. д. Звукоизоляция ограждения при наличии косвенной передачи шума называется фактической изоляцией ограждения. Она всегда меньше истинной звукоизоляции этого ограждения, измеренной в условиях отсутствия косвенной передачи шума.

Фактическая звукоизоляция должна обеспечивать снижение шума на рабочих местах до уровней, допустимых по нормам (или ГОСТам), указанным ранее.

Требуемая звукоизоляция R_{ti} , дБ, рассчитывается отдельно для каждой i -й ограждающей конструкции помещения – стен, окон, потолков, дверей и других преград по формуле для каждой октавной полосы частот

$$R_{ti} = L_p - L_d - 10 \lg B_{ш} - 10 \lg B_{п} + 10 \lg S_i + 10 \lg n + 6, \quad (4.4)$$

где L_p – суммарный уровень звуковой мощности, дБ;

L_d – уровень звукового давления, допустимый по нормам, дБ;

$B_{ш}$ – постоянная помещения (зависящая от объема, типа помещения и частоты) для шумного помещения;

$B_{п}$ – то же для изолируемого помещения;

S_i – общая площадь i -й однородной ограждающей конструкции изолируемого помещения, м²;

n – число ограждающих конструкций.

Указанная формула предназначена для оценки передачи шума из шумного помещения в смежное изолируемое помещение.

При передаче шума из помещения с источником шума в свободное пространство звукоизоляция находится по формуле

$$R_{ti} = L_p - L_d - 10 \lg B_{ш} + 10 \lg S_i - 20 \lg r_i + 10 \lg n - 5, \quad (4.5)$$

или

$$R_{ti} = L - L_d + 10 \lg S_i - 20 \lg r_i + 10 \lg n - 11$$

где r_i – расстояние от i -го ограждения (через которое проникает шум) до расчетной точки;

L – уровень звукового давления в данной полосе частот в шумном помещении;

-5, -11 – постоянные, определяемые характером процесса.

При передаче шума из свободного пространства (с территории предприятия) в изолируемое помещение

$$R_{ti} = L - L_d - 10 \lg B_{п} + 10 \lg S_i + 10 \lg n + 6, \quad (4.6)$$

где L – уровень звукового давления в данной полосе, создаваемый источниками шума в центре i -й ограждающей конструкции изолируемого помещения, дБ, равный

$$L = 10 \lg \sum_1^m 10^{0,1L_k}$$

где L_k – уровень звукового давления, $L_k = 20 \lg p/p_0$, создаваемого m -м источником шума в центре i -и ограждающей конструкции, равный

$$L_k = L_p + L_\phi - L_\Omega - L_r - L_a$$

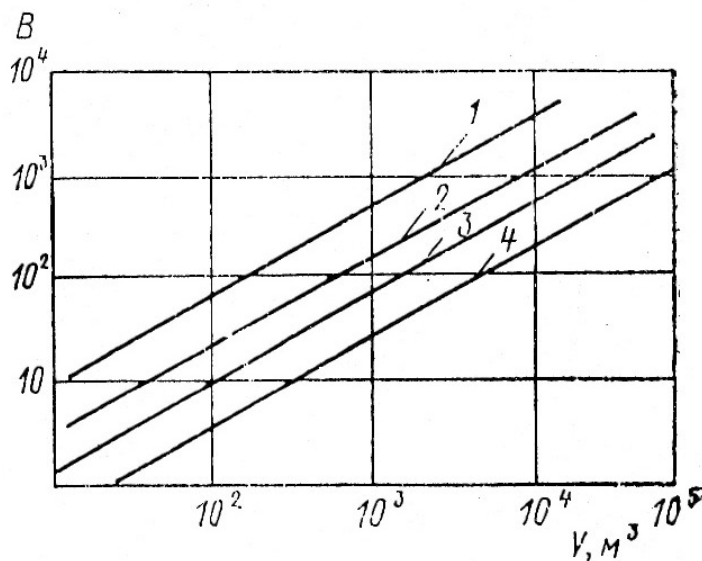
где L_p – уровень звуковой мощности, дБ;

L_ϕ – показатель направленности, дБ;

L_Ω – поправка, характеризующая угол излучения и зависящая от расположения источника шума по отношению к стенам помещения, $L_\Omega = 10 \lg \Omega$, дБ;

L_r – поправка, характеризующая расстояние от источника, дБ;

$L_a = \beta r / 1000$ – дополнительный член, характеризующий затухание звука в воздухе, дБ. При расстояниях порядка 20–100 м значением L_a можно пренебрегать на всех частотах до 10 кГц.



1 – помещения со звукопоглощающей облицовкой потолка и стен; 2 – с мягкой мебелью; 3 – с жесткой мебелью и малым числом людей (кабинеты); 4 – цеховые помещения, вентиляционные камеры без людей

Рисунок 4.2 - Постоянные перемещения В для среднегеометрической частоты 1000 Гц

Если в свободном звуковом поле имеются n источников, то общая интенсивность шума выражается формулой

$$I = \sum_1^n P_i \Phi_i / \Omega_i r_i^2$$

где Φ_i – фактор направленности источника шума (для ненаправленного источника $\Phi_i = 1$).

Уровень звукового давления с учетом затухания звука

$$L = 10 \lg \sum_1^n 10^{0,1L_i}, \quad (4.7)$$

где

$$L_i = L_{Pi} + L_{\Phi_i} - L_{\Omega_i} - L_{ri} - L_{ai}.$$

Уровень звукового давления в закрытом помещении

где V – постоянная помещения, $V = A/(1 - \alpha)$;

A – эквивалентная площадь звукопоглощения, m^2 . Значения постоянных помещения V для среднегеометрической частоты 1000 Гц в зависимости от объема помещения приведены на рисунок 4.2.

4.2.1 Звукоизоляция однослойных и двойных ограждающих конструкций

4.2.1.1 Звукоизоляция однослойных ограждений

Под однослойными ограждающими конструкциями подразумеваются однородные панели, а также ограждения, составленные из нескольких слоев, жестко связанных между собой. На низких частотах (несколько десятков герц) звукоизоляция ограждения определяется резонансными явлениями и зависит от жесткости ограждения, его массы и внутреннего трения в материале.

Частоты собственных колебаний f , Гц, в ограждении вида прямоугольной пластины (плиты), шарнирно упирающейся всеми четырьмя сторонами, равны

где c_p – скорость продольных волн в плите, м/с;

a, b – стороны плиты, м;

h – толщина плиты, м;

m и n – произвольные целые числа.

Обычно ограждения имеют размеры более 1 м и их собственные частоты лежат в области десятков герц, т.е. в диапазоне, имеющем небольшой практический интерес.

На основе (4.1) и (4.2) для звукоизоляции препятствия (ограждения) можно написать

$$R = -10 \lg(1 - \delta - \alpha)$$

Таким образом, физическая сущность звукоизоляции обусловлена как отражением (рассеянием) потока звуковой энергии от препятствия, так и поглощением звуковой энергии в препятствии. В твердых звукоизолирующих ограждениях поглощение энергии существенно меньше, чем отражение ($\alpha \ll \delta$), и звукоизоляция практически определяется выражением

$$R = -10 \lg(1 - \delta) = 10 \lg[1 / (1 - \delta)]$$

При падении плоской звуковой волны из воздуха на ограждение, имеющее входной импеданс Z_{BX} , выражение для коэффициента отражения по энергии имеет вид

$$\delta = [(Z_{BX} - \rho c) / (Z_{BX} + \rho c)]^2$$

где ρc – удельное акустическое сопротивление воздуха.

При малых волновых толщинах однослойного ограждения, находящегося в воздухе, и нормальном к плоскости ограждения падении звуковых волн

$$Z_{BX} = (\rho c - j\omega m) / (1 - j\rho c / \rho_c c_c) \approx \rho c - j\omega m,$$

где m – масса единицы площади ограждения;

$\rho_c c_c$ – удельное акустическое сопротивление материала ограждения.

Звукоизоляция такого ограждения равна

$$R = 10 \lg[1 + (\omega m / 2\rho c)^2], \quad (4.8)$$

При больших значениях ωm (в области средних звуковых частот) второй член существенно больше единицы и звукоизоляция принимает вид

$$R \approx 20 \lg(\omega m / \rho c)$$

При косом падении звука (под углом θ) на ограждение приближенное значение звукоизоляции равно

$$R = 10 \lg[1 + (\omega m \cos \theta)^2 / (2\rho c)^2]$$

В реальных условиях углы падения звука на ограждение равновероятны, что уменьшает звукоизоляцию, по сравнению со случаем нормального угла падения, на определенную величину (в пределах 6 дБ).

Подставляя в (4.8) численные значения для ρc воздуха и учитывая указанную поправку на углы падения (обычно ее принимают равной 5 дБ), практическую формулу для звукоизоляции однослойного ограждения R , дБ, в диапазоне звуковых частот представляют в виде

$$R = 20 \lg mf - 47,5, \quad (4.9)$$

где f – частота, Гц;

m – поверхностная масса ограждения, кг/м².

В диапазоне, где справедлив закон массы, звукоизоляция увеличивается на 6 дБ при увеличении массы или частоты вдвое.

На более высоких частотах звукоизоляция не подчиняется этому закону и в некоторой области частот резко падает. В рассматриваемой области возникает явление совпадения размеров следа падающей на ограждение звуковой волны с длиной волны изгиба в пластине на той же частоте. При этом распределение звукового давления вдоль плиты соответствует распределению смещений плиты при ее собственных колебаниях.

Условие совпадения имеет вид

$$\lambda / \sin \theta = \lambda_{II}, \quad (4.10)$$

где λ – длина звуковой волны в воздухе, м;

θ – угол падения звуковой волны на пластину, °;

λ_{II} – длина изгибной волны в пластине, м.

Длина изгибной волны в пластине определяется характером ее материала и толщиной h :

$$\lambda_{II} = 1,35(c_{II} h f^{-1})^{1/2},$$

где c_{II} – скорость продольной волны в материале пластины, м/с.

Наименьшая частота совпадения (критическая частота) соответствует падению звуковой волны вдоль плиты ($\theta=90^\circ$). Она определяется выражением

$$f_{cp} = 0,56c^2 / c_{II} h. \quad (4.11)$$

Выше этой граничной частоты звукоизоляция ограждений определяется явлениями совпадений, так как звуковые волны падают под многими углами и при $f > f_{cp}$ всегда находится угол, соответствующий явлению совпадения.

Формула (4.9) для звукоизоляции по закону массы справедлива при $f < 0,5f_{cp}$.

Звукоизоляция шарнирно опертой пластины при частотах $f > 2f_{cp}$ равна

$$R = 20 \lg(\pi f m / \rho c) + 5 \lg f / f_{cp} + 10 \lg \eta + 3, \quad (4.12)$$

где ρ – плотность воздуха, кг/м³;

η – коэффициент потерь, характеризующий внутренние потери в материале преграды.

На этих частотах значительно влияние жесткости ограждения, а рост величины звукоизоляции составляет примерно 7,5 дБ при каждом удвоении частоты.

Приближенный графический метод построения частотной характеристики звукоизоляции однослойного ограждения основывается на кусочно-линейном представлении хода кривой звукоизоляции в трех областях — области, где звукоизоляция определяется законом массы, области граничной частоты и области выше граничной частоты.

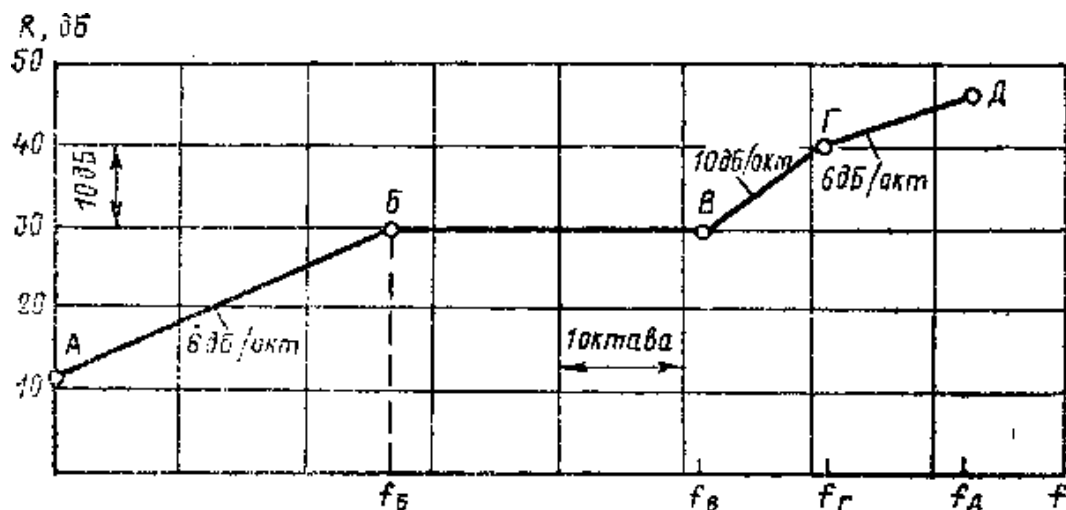


Рисунок 4.3 - Построение частотной характеристики звукоизоляции однослойного ограждения

Для плоских ограждающих конструкций с поверхностной плотностью от 100 до 1000 кг/м² из бетона, железобетона, кирпича, шлакобетона и подобных материалов строится кривая АБГД (рисунок 4.3) следующим образом:

По горизонтали откладываются средние частоты по октавам (таким образом, масштаб частот по горизонтали является логарифмическим).

Частотная характеристика строится в виде отрезков АБ, БВ, ВГ, ГД. Из таблицы 4.1 в зависимости от материала и массы квадратного метра ограждения находятся значения f и f_B и строятся значения R_B , образуя горизонтальный отрезок БВ. Из точки Б с наклоном 6 дБ на октаву (дБ/окт) в сторону снижения частот проводится прямая БА. Из точки В в сторону повышения частот – прямая к точке Г, соответствующей частоте $2f_B$, причем $R_G = R_B + 10$ дБ. Из точки Г далее строится прямая ГД с повышением 6 дБ/окт. Построим для примера частотную характеристику ограждений толщиной 0,06 м из кирпича и шлакобетона.

Таблица 4.1 – Исходные данные для графического расчета звукоизоляции однослойного ограждения

Материал ограждения	Плотность, кг/м ³	f_B , Гц	f_V , Гц	R_B , дБ	R_V , дБ	R_S , дБ
Бетон, железобетон	2600	19000/m	85000/m	38	-	-
Кирпич	2400	17000/m	77000/m	37	-	-
Шлакобетон	2000	6700/m	43000/m	29	-	-
Алюминий	27000	-	6/h		32	22
Сталь	7800	-	6/h		39	31
Стекло силикатное	2400	-	6/h		35	29
Стекло органическое	1200	-	17/h		37	30
Листы асбестоцементные	2330	-	11/h		36	30
Сухая штукатурка	2350	-	19/h		36	30

Примечание - m измеряется в кг/м², h – в м.

Определяем массу 1 м² перегородки:

1) для кирпича $m_k = \rho_k/h = 2,4 \cdot 10^3 \cdot 0,06 = 0,19 \cdot 10^3$ кг/м²;

2) для шлакобетона $m_{ш} = \rho_{ш}/h = 2,0 \cdot 10^3 \cdot 0,06 = 0,12 \cdot 10^3$ кг/м².

По данным таблицы 4.1 находим значение координат точек f_B и f_V :

1) для кирпича $f_{Bк} = 17000/(0,19 \cdot 10^3) = 90$ Гц; $R_B = 37$ дБ; $f_{Вк} = 77000/(0,19 \cdot 10^3) = 400$ Гц;

2) для шлакобетона $f_{Bш} = 6700/(0,12 \cdot 10^3) = 60$ Гц; $R_B = 29$ дБ; $f_{Вш} = 43000/(0,12 \cdot 10^3) = 360$ Гц;

В соответствии с полученными данными откладываем значения частот f_B и f_V для выбранных материалов. В точке f_B восстанавливаем ординаты R_B . Проводим горизонтальную прямую до точки f_V . Строим отрезки БА, ВГ и ГД (рисунок 4.4).

Для тонкого листового материала из металла, стекла частотную характеристику звукоизоляции строят по следующей методике:

Исходя из вида и толщины h материала ограждения по таблице 4.1 находится значение f_B , R_B и R_C .

Исходной точкой для построения служит значение f_B , на котором (с такой же горизонтальной шкалой, как и в первом случае) строится величина R_B , а при значении частоты $f_C = 2f_B$ – величина R_C .

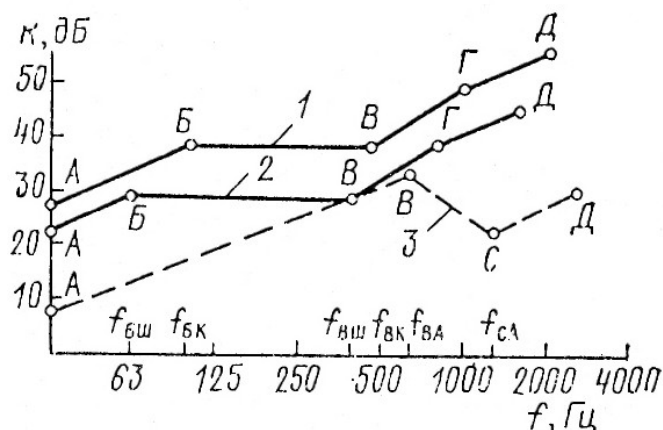


Рисунок 4.4 - Частотная зависимость звукоизоляции ограждения из кирпича (кривая 1), шлакобетона (кривая 2) и алюминия (кривая 3)

Наклон отрезка ВА в сторону более низких частот принимается равным 5 дБ/окт для ограждения из силикатного и органического стекла и 4 дБ/окт для других материалов. Наклон отрезка СД составляет 8 дБ/окт. Ордината R_C всегда меньше R_B , вследствие более резкого проявления для тонких слоев эффекта волнового совпадения.

Построим частотную характеристику звукоизоляции ограждения из алюминия толщиной 0,01 м.

По данным таблицы 4.1 находим: $f_{ВА} = 6/0,01 = 600$ Гц; $R_B = 32$ дБ; $R_C = 22$. Полученные кривые звукоизоляции приведены на рисунке 4.4. Видно, что характеристики сдвинуты по частоте в зависимости от материала преграды.

Если стеновые (панельные) материалы имеют сквозные поры – звукоизоляция резко снижается. Закрытие пор – штукатуркой или окрашиванием – сни-

мают их влияние. Крупные пустоты могут привести к снижению звукоизоляции из-за резонансных колебаний воздуха в полостях.

Звукоизоляция двойных ограждений.

Многослойные ограждения, в которых слои соединены между собой упругими связями, широко распространены, так как обеспечивают подходящую звукоизоляцию при меньшей массе, чем однослойные.

Рассмотрим прохождение звука через двойное ограждение, в котором существуют только упругие связи, распределенные равномерно по поверхности преграды. Это может быть воздух или дополнительные упругие прокладки (рисунок 4.5). На нижних частотах двойное ограждение представляет собой колебательную систему из двух протяженных плит с массами m_1 и m_2 и упругой связкой между ними. Частота собственных колебаний f_0 равна

$$f_0 = 0,16(k/m_1 + k/m_2)^{1/2},$$

где k – приведенный коэффициент жесткости упругого слоя;

E – динамический модуль упругости материала слоя.

Приведенный коэффициент жесткости упругого слоя определяется из формулы:

$$k = E/h,$$

где, h – толщина слоя.

Для двойной перегородки практическая формула

$$f_0 = 0,16[C(m_1 + m_2)/m_1 m_2]^{1/2}, \quad (4.13)$$

где C – упругость воздушного промежутка;

Упругость воздушного промежутка определяется по формуле:

$$C = \rho c^2/h,$$

где ρ – плотность воздуха;

c – скорость звука в воздухе;

h — измеряется в м, а m – в кг/м².

Или

Для одинаковых перегородок

$$f_0 = 85/(mh)^{1/2}. \quad (4.14)$$

Средняя звукоизоляция R_{cp} , дБ, в диапазоне 100 – 3000 Гц, определяется приближенным выражением

$$R_{cp} = 13,5 \lg(m_1 + m_2) + 13 + \Delta R, \quad (4.15)$$

Значение ΔR в этом диапазоне в зависимости от величины воздушного промежутка h представлено на рисунке 4.6.

Так как на частоте собственных колебаний наблюдается максимальное прохождение звука через двойное ограждение, то последнее проектируют так, чтобы частота его собственных колебаний лежала бы вне областей нормируемой звукоизоляции — практически ниже 60 Гц.

Максимальная допустимая жесткость k_{\max} при этом равна

$$k_{\max} = 4 \cdot 10^4 m_1 m_2 / (m_1 + m_2)$$

В частном случае, если $m_1 = m_2 = m$ — ограждение из двух одинаковых плит, разделенных воздушным промежутком толщиной h ,

$$k_{\max} = 2 \cdot 10^4 m$$

а минимальный промежуток h_{\min} , м между панелями равен

$$h_{\min} = 1,8m$$

где m — измеряется в кг/м².

В общем случае для двойных ограждений на одной частоте могут существовать два угла совпадений и соответственно две граничные частоты, причем нижняя частота относится к ограждению с большей жесткостью. Самыми выгодными оказываются двойные панели одинаковой массы, но с различными жесткостями при изгибе.

На частотах выше граничных звукоизоляцию можно определять также по этим формулам, но значения R_0 , a и b изменяются. В этом диапазоне частот звукоизоляция двойного ограждения увеличивается, если оно состоит из плит одного материала различной толщины, с соотношением толщины пластин, равным 2–4. Наибольшую звукоизоляцию удастся получить для плит равной толщины, но разной цилиндрической жесткости (отличающейся в 6–7 раз).

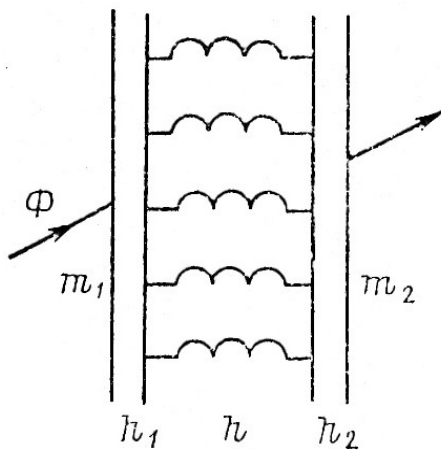


Рисунок 4.5 - Схема прохождения звука через двойное ограждение

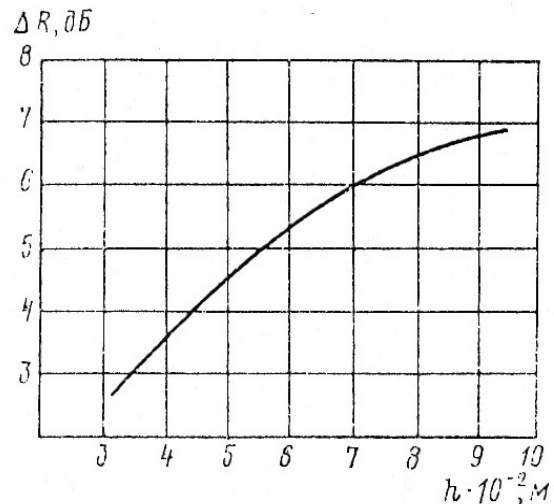


Рисунок 4.6 - Зависимость прироста звукоизоляции от величины воздушного зазора

В диапазоне частот

$$3f_0 < f < f_{ep2}$$

значение звукоизоляции определяется по формуле

$$R = R_0 + \Delta R, \quad (4.16)$$

где R_0 – звукоизоляция однослойного ограждения с массой единицы площади $m = m_1 + m_2$, определяемая по формуле, в дБ,

$$R_0 = 20 \lg mf - 47,5. \quad (4.17)$$

ΔR – дополнительная звукоизоляция, дБ, равная

$$\Delta R = a \lg(f/f_0) + b, \quad (4.18)$$

где a и b – коэффициенты, определяемые видом упругого слоя.

Величина ΔR при установке второй плиты, не связанной жестко по контуру с первой плитой, составляет обычно от 10 дБ на низких частотах до 30 дБ на высоких. Если не устранена связь плит по контуру, то передача звука происходит в основном через крепления. Толщина воздушного промежутка и вид упругого слоя не играют существенной роли. При жестких связях между плитами по контуру дополнительная звукоизоляция не превышает 6 дБ. В реальных конструкциях дополнительная звукоизоляция на средних и высоких частотах $\Delta R = 8 \div 15$ дБ, т. е. в среднем в два раза меньше, чем при отсутствии связей по контуру.

Если в реальной конструкции по контуру ограждения установить в виде полосы мягкую листовую резину, то дополнительная звукоизоляция будет на 5—6 дБ меньше, чем при отсутствии связей.

График расчета дополнительной звукоизоляции строится следующим образом. Находят частоту f_0 . Из точки f_0 проводят прямую в сторону высоких частот с наклоном 5 дБ/окт до частоты $4f_0$, далее в сторону высоких частот – горизонтальную прямую с ординатой 10 дБ (рисунок 4.7).

Звукоизоляция двустенных преград в значительной мере зависит от конструктивной связи между пластинами, плитами.

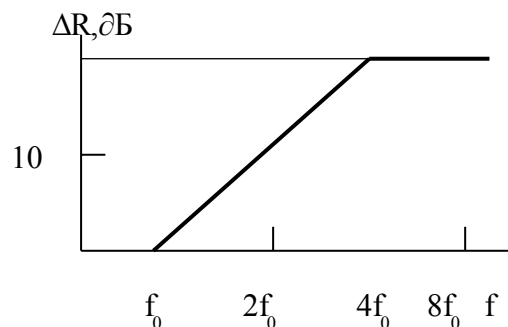


Рисунок 4.7 - График расчета дополнительной звукоизоляции для двойных ограждений

Связи образуют звуковые мостики, снижающие звукоизоляцию на 10 – 15 дБ в весьма широком диапазоне частот. Поэтому конструкции связей долж-

ны выполняться с учетом их звукопроводных свойств. Для пассивных и жестких преград, у которых критические частоты лежат ниже 3–5 тыс. герц, применяют упругие мостики, например резину с замкнутыми порами, мягкую монолитную резину, а также виброизоляторы, применяемые для защиты приборов от вибрации. Жесткость этих связей D должна удовлетворять неравенству

$$D = ES_m / h \leq S_1^2 f_{г1} \sqrt{\rho_1 E_1}, \quad (4.19)$$

где E - модуль Юнга;

S_m - площадь поперечного сечения, м²;

H - длина мостика, м;

S_1 - толщина конструкции, м;

ρ_1 - плотность, кг/м³;

E_1 - модуль Юнга ее материала;

$f_{г1}$ - первая граничная частота, равная

$$f_{г1} = 85[(m_1 + m_2) / hm_1 m_2]^{1/2}. \quad (4.20)$$

Для преград, у которых критическая частота лежит выше 7 – 8 кГц, применяют инерционные мостики из стали, бронзы, масса которых должна отвечать неравенству .

Расчет звукоизоляции двустенных конструкций.

Если расстояние между преградами составляет 50 – 150 мм, то расчет звукоизоляции можно проводить по следующей схеме:

1) определяют первую граничную частоту по формуле (4.20);

2) определяют звукоизоляцию в районе частот ниже первой граничной частоты по формуле

$$R = 14,5[\lg f + \lg(m_1 + m_2) - 2]; \quad (4.21)$$

3) определяют вторую граничную частоту $f_{г2}$, Гц,

где h – ширина между панелями, м.

В районе между первой и второй граничными частотами звукоизоляция увеличивается линейно при логарифмической шкале частот, т.е. надо соединить прямой звукоизоляцию, рассчитанную для $f_{г1}$ и $f_{г2}$.

Выше второй граничной частоты звукоизоляция находится из формулы

$$R = \Phi_R (R_1 + R_2), \quad (4.22)$$

где R_1 и R_2 – звукоизоляции первого и второго ограждений;

при ; $\Phi_R=0,9$ при .

Для повышения эффективности звукоизоляции двойного ограждения рекомендуется помещать в промежуток между пластинами звукопоглощающий

материал (от 0,5 до 0,7 толщины слоя), закрепленный на одной из пластин. Дополнительная звукоизоляция при этом начинается от 250 Гц (2 дБ) и достигает 10 дБ начиная с 1600 Гц.

4.2.2 Влияние на звукоизоляцию отверстий и щелей

Щели и отверстия заметно снижают звукоизоляцию ограждений, причем величина снижения зависит главным образом от соотношения размеров отверстий по отношению к длине падающей звуковой волны, площади отверстий по отношению к площади ограждения, а также от расположения этих отверстий.

Если диаметр отверстия d не менее длины волны λ , то прошедшая через отверстие звуковая энергия пропорциональна площади отверстия, а снижение звукоизоляции ΔR при этом равно

$$\Delta R = 10 \lg \frac{1 + (S_0/S_c) \cdot 10^{0,1R_c}}{1 + S_0/S_c}, \quad (4.23)$$

где R_c – звукоизоляция ограждения без отверстия;

S_0/S_c – отношение площадей отверстия и «глухой» (целой) части ограждения.

На практике такими отверстиями в звукоизолирующих конструкциях являются окна, двери, люки, панели с малой звукоизоляцией, иллюминаторы, вентиляционные проходы.

Особенно сильно сказываются отверстия при больших значениях звукоизоляции неповрежденного ограждения R_c .

Если $(S_0/S_c) < 1$, а R_c достаточно велико, то общая величина звукоизоляции ограждения с отверстием

$$R = 10 \lg(S_c/S_0). \quad (4.24)$$

Из формулы (4.24) видно, что в этом случае звукоизоляция неповрежденного ограждения не сказывается на общей звукоизоляции. При нормальном падении звуковой волны на ограждение малые отверстия оказывают небольшое влияние на звукоизоляцию, но на практике чаще приходится иметь дело с диффузным звуком, т. е. с преимущественно наклонным падением лучей.

Если размеры отверстий меньше длины звуковой волны, то из-за дифракции при диффузном падении звука через них проходит больше звуковой энергии, чем следует из соотношения площадей отверстия и ограждения. Формула (4.23) в этом случае может быть представлена в виде

$$\Delta R = 10 \lg[1 + \varphi(S_0/S_c) \cdot 10^{0,1R_c}], \quad (4.25)$$

где φ – коэффициент, зависящий от глубины, формы отверстия, частоты звука и находящийся в пределах от 3 до 10.

Малые отверстия встречаются часто на практике – это неплотности соединений, щели в притворах окон, дверей и иллюминаторов, зазоры в местах проходов коммуникаций и валов. Расположение малых отверстий по площади также влияет на суммарную звукоизоляцию.

Кучное расположение отверстий вызывает более заметное изменение суммарной звукоизоляции, чем их равномерное распределены, что видно из рисунка 4.8, где показана также звукоизоляция ограждения без отверстий. Общая рекомендация по увеличению звукоизоляции акустического отверстия заключается в уменьшении его площади, увеличении глубины и заполнении его поглощающим материалом.

Если в ограждении имеется проем (с размерами, большими, чем длина звуковой волны), звукоизоляция которого меньше, чем звукоизоляция самого ограждения, то снижение звукоизоляции может быть определено по формуле

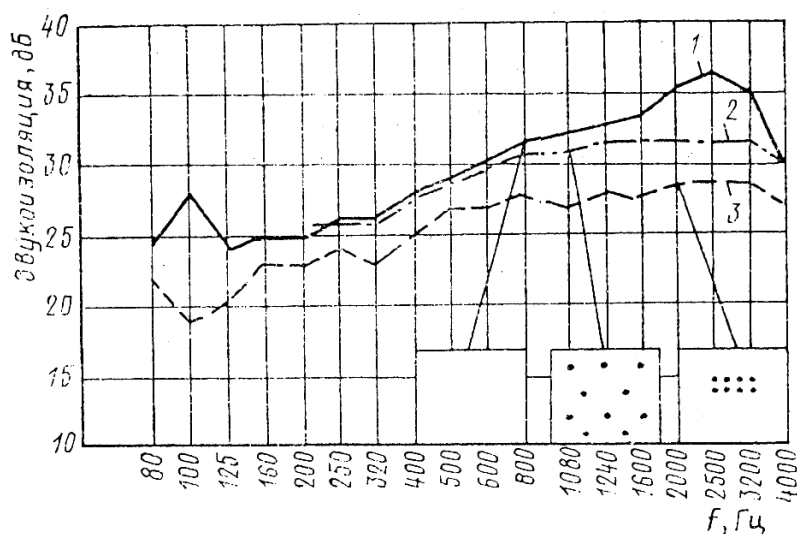
$$\Delta R = 10 \lg \{ 1 + (S_0/S_c) [10^{0,1(R_c - R_0)} - 1] \}, \quad (4.26)$$

где R_c - звукоизоляция глухой (неповрежденной) части ограждения, дБ;

R_0 - звукоизоляция проема, дБ;

S_c - площадь всего ограждения (включая проем), м²;

S_0 - площадь проема, м².



1 – звукоизоляция ограждения без отверстий; 2 – отверстия расположены равномерно по площади ограждения; 3 – отверстия (то же количество) расположены в центре ограждения

Рисунок 4.8 - Влияние отверстий в ограждении на звукоизоляцию

Например, если 0,1 часть ограждения обладает звукоизоляцией на 10 дБ меньшей, чем основная, то

$$\Delta R = 10 \lg [1 + 0,1(10^{0,1(10)} - 1)] = 2,8,$$

При разнице в звукоизоляции в 20 дБ снижение будет уже 10 дБ.

Заметим, что сквозное отверстие при тех же условиях относительно площадей дает снижение звукоизоляции в зависимости от ее исходной величины. Так, если исходные значения звукоизоляции были 10 и 20 дБ, то ΔR будет 2,5 и 10 дБ.

4.2.3. Звукоизоляция окон и дверей

Звукоизоляция окон и дверей, как правило, ниже звукоизоляции глухой части стены вследствие их меньшей массы, неплотностей, щелей и т. п.

Общая звукоизоляция ограждения, включающего окно или дверь, меньше звукоизоляции глухой части стены на величину ΔR , дБ, определяемую по формуле (4.26), где R_0 – звукоизоляция окна или двери, а S_0 – площадь всей стены, включая площадь окна или двери.

В таблице 4.2 приведены ориентировочные значения звукоизоляции некоторых типовых конструкций окон и дверей в октавных полосах.

Следует заметить, что важное значение для увеличения звукоизолирующей способности окон имеют исключение зазоров между оконной коробкой и стеклами, герметизация притворов оконных переплетов. Крепление стекол (во избежание дребезжания) рекомендуется делать с помощью резиновых прокладок, замазок или мастик.

Судовые двери обладают рядом особенностей в сравнении с дверьми зданий. В связи с возможностью заклинивания судовых дверей при штормовой погоде их следует проектировать с увеличенными зазорами в притворе. Они должны иметь вентиляционные решетки. Кроме того, двери необходимо делать легкими и огнестойкими. Обычные судовые двери выполняют из металла, облицовывают асбосилитовыми плитами или слоистым пластиком.

Таблица 4.2 – Звукоизоляция типовых конструкций окон и дверей

Характер конструкции	m, кг/м ²	Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц					
		125	250	500	1000	2000	4000
Стеклоблоки	98	37	40	42	45	48	50
Стеклопакет со стеклами 4 мм и промежуток 30 мм	-	15	26	30	36	40	40
Оконный блок с двойными переплетами, стеклами 3 мм и воздушным промежутком 170 мм	176	27	26	28	30	28	27
Просмотровые окна из тройного остекления	810	46	67	72	75	69	71
Обыкновенная филенчатая дверь	-	18	19	23	30	33	32
Стальная двойная дверь со звукопоглощающими слоями	70	38	34	44	46	50	55
Щитовая дверь, облицованная фанерой с двух сторон	48	22	23	24	24	24	23

Для повышения звукоизоляции их выполняют трехслойными, внутри помещают минеральный поглотитель. По верхней и боковым сторонам дверей устанавливают полихлорвиниловый профиль из трубчатых элементов. Вентиляционная решетка может быть заменена вентиляционными элементами с глушителями шума, встраиваемыми в коридорную выгородку сбоку и сверху от двери.

Для повышения звукоизоляции окон используется ряд мер, основными из которых являются следующие:

- 1) увеличение толщины стекол позволяет увеличить звукоизоляцию окон на 3 – 8 дБ на низких и средних частотах. Эта мера экономически наиболее выгодна, так как не требует каких-либо конструктивных переделок проектов;
- 2) увеличение числа слоев стекла дает эффект от 3 до 8 дБ на средних и высоких частотах, однако существенно усложняет конструкцию оконных рам;
- 3) увеличение ширины воздушного промежутка между наружными и внутренними рамами увеличивает звукоизоляцию на 5–10 дБ во всем диапазоне частот (отметим в связи с этим, что так называемые финские спаренные рамы, хотя и обладают многими практическими удобствами, но имеют заметно меньшую звукоизоляцию, чем обычные рамы, разнесенные на больший воздушный промежуток);
- 4) внесение звукопоглощающих элементов по контуру (вата, укладываемая между рамами в зимнее время) может улучшить звукоизоляцию на 2– 4 дБ на средних и высоких частотах;
- 5) использование жалюзи и ставен (по существу – дополнительных экранов) позволяет повысить звукоизоляцию от 7 до 13 дБ.

Проблема звукоизоляции системы вентиляции помещений (например, открывание форточки или окна в зданиях, выходящих на транспортные магистрали, вызывает резкое повышение шума в помещении) очень важна. Для обеспечения вентиляции без снижения звукоизоляции используется глушитель в виде пакета капиллярных полиэтиленовых трубок. Эффект звукоизоляции такого пакета достигает 24 дБ в диапазоне 200 – 5000 Гц без снижения вентиляционной способности системы.

4.2.4 Косвенные пути распространения воздушного звука

В изолируемое помещение звук может попадать сразу из нескольких соседних помещений, через разные ограждения – стены, пол, потолок (рисунок 4.9). Фактическая звукоизоляция помещения при этом будет заметно меньше звукоизоляции ограждений.

Полагая, что поле во всех помещениях диффузно, в общем случае среднюю фактическую звукоизоляцию R_{ϕ} , дБ, определяют по приближенной формуле

$$R_{\phi} = -10 \sum_1^m \tau_i S_i + 10 \lg 0,25 \alpha_{cp} S_{II} \quad (4.27)$$

где τ_i – звукопроводность;

S_i – площадь каждого i -то ограждения;

$\alpha_{\text{ср}}$ – средний коэффициент поглощения;

S_{II} – площадь (поверхность пола, стен и потолка) изолируемого помещения;

m – число шумных помещений, смежных с изолируемым.

Если звукопроводность всех ограждений одинакова, т. е. их звукоизоляция равна R , то

$$R_{\phi} = R - 10 \lg \left(4 \sum_1^m S_i / \alpha_{\text{ср}} S_{II} \right), \quad (4.28)$$

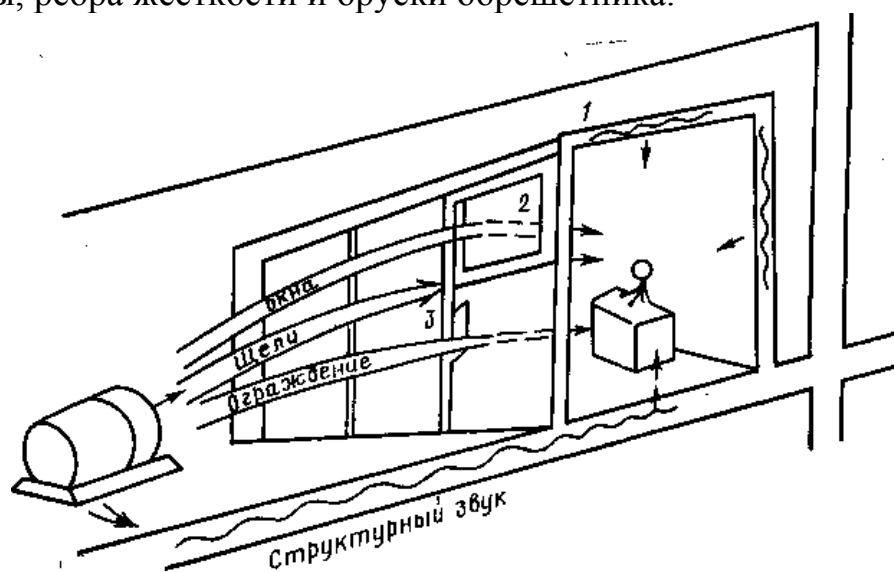
Если с изолируемым помещением граничит только одно шумное помещение, то

$$R_{\phi} = R_1 - 10 \lg (S_1 / \alpha_{\text{ср}} S_{II}), \quad (4.29)$$

где R_1 , S_1 – звукоизоляция и площадь ограждения, смежного с шумным помещением.

В реальных условиях поле не вполне диффузно и фактическая звукоизоляция будет несколько меньше (в пределах 6 дБ).

В процессе распространения звука по конструкциям и помещениям большую роль играют акустические мостики – элементы, осуществляющие конструктивную связь между звукоизолирующими ограждениями и деталями конструкции или частями зданий. Ведь без креплений ограждений практически не обойтись. Точно также должны существовать крепления между пластинами при двустенных звукоизолирующих конструкциях. Это в основном шпильки, болты, ребра жесткости и бруски обрешетки.



1 – ограждение звукоизолированной кабины; 2 – окно; 3 – щель в притворе двери

Рисунок 4.9 - Косвенные пути попадания звука в изолируемое помещение

По этим деталям звук распространяется от первой пластины ко второй, минуя воздушный слой.

Акустические мостики делятся на точечные и линейные. Точечные – стержни, расположенные перпендикулярно к пластинам. Линейные образуются элементами, расположенными параллельно пластинам двустенной конструкции (например, бруски обрешетки).

Эффект акустических мостиков плохо поддается расчету, так как определяется многими конструктивными факторами, связанными с формой связей, их материалом и характером крепления. Жесткие мостики снижают звукоизоляцию на 10–15 дБ в области средних и высоких частот (в районе критической частоты вредное влияние мостиков сказывается меньше). Поэтому для крепления звукоизолирующих ограждений используют так называемые звукоизолирующие мостики, в которых в элементы жесткой связки введены упругие элементы и промежуточные массы.

Звукоизолирующий мостик для двустенной конструкции с целью исключения влияния на результирующую звукоизоляцию требует выполнения условия

$$(n\gamma_2v_2^2/\gamma_1v_1^2) \cdot 10^{0,1(R_{12}-R_1)} < 0,25, \quad (4.30)$$

где n – число звуковых мостиков;

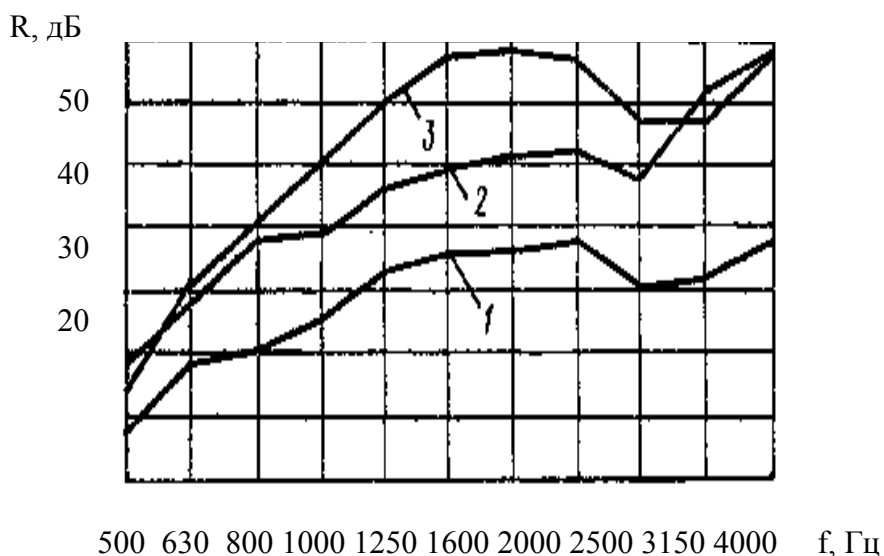
γ_1, γ_2 – коэффициенты излучения первой и второй пластины;

R_1 – звукоизоляция первой пластины, дБ;

R_{12} – звукоизоляция двустенного ограждения без мостиков, дБ;

v_1, v_2 – колебательная скорость первой и второй пластины, м/с.

Чаще всего используются комбинированные звукоизолирующие мостики, включающие инерционные и упругие элементы. Во всех случаях двустенных ограждений первую пластину делают более легкой и податливой, чем вторую, однако разница не может быть большой. На рисунке 4.10 приведены частотные характеристики звукоизоляции двустенной ограждающей конструкции с обычными стержневыми инерционными и комбинированными мостиками.



4.2.5 Изоляция ударного шума междуэтажными перекрытиями

Обеспечить нормативные требования изоляции ударного шума с помощью одних несущих плит практически невозможно. Удвоение толщины уменьшает уровень примерно на 9 дБ, изменение плотности, упругости, внутренних потерь – до 5 дБ, что совершенно недостаточно.

Поэтому применяются различные конструкции полов-потолков – с упругим основанием, лагами, упругими прокладками, рулонные, слоистые (рисунок 4.11). Полы с упругими основаниями – между полом и несущей плитой конструкции помещен сплошной упругий слой. Упругий слой работает, так же как и при изоляции воздушного шума, отдельными перегородками с промежуточным упругим слоем.

а – по упругому основанию; б - перекрытие с подвесным потолком; в – пятислойная конструкция с промежуточной массой; 1- стена; 2 – несущая плита; 3 – подвесной потолок; 4 – плита пола; 5 – упругий слой; 6 – промежуточная масса; 7 – несущая плита перекрытия

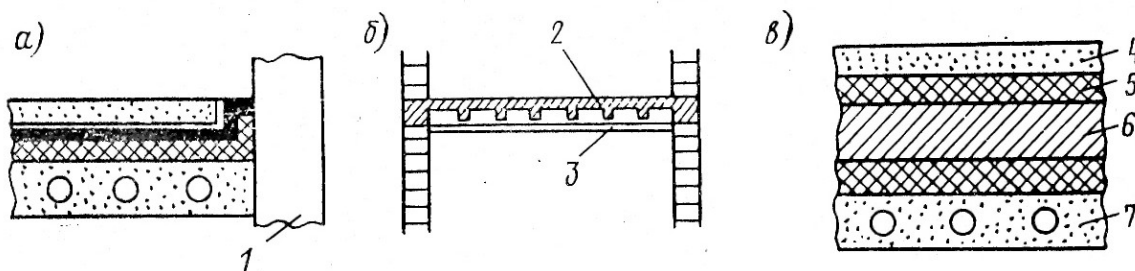


Рисунок 4.11 - Типовые конструкции полов-потолков

Передача звука может происходить и через промежутки между элементами конструкций в случае полов на лагах или прокладках.

Перспективен метод разделения упругой прокладки дополнительным слоем материала с большим инерционным сопротивлением (массой) так, что получается пятислойная конструкция. Если добиться рассогласования частот собственных колебаний инерционных слоев (пола, несущей плиты и промежуточного слоя), то можно ожидать дополнительного прироста звукоизоляции – в области низких частот порядка 12 дБ/окт, а на средних и высоких частотах 6 дБ/окт. Необходимо, чтобы жесткость плит пола и промежуточного слоя была не более одной двадцатой жесткости несущей плиты при изгибе, а поверхностная плотность – возможно большей.

Такие пятислойные конструкции перекрытий позволяют снизить поверхностную плотность на 50 кг/м^2 , стоимость материалов при этом ниже, чем в трехслойных конструкциях, но стоимость работ выше.

Перекрытия с рулонными полами – это междуэтажное перекрытие, на которое непосредственно наложен двойной теплоизолирующий линолеум на вя-

зально-прошивной прокладке. Как правило, звукоизоляция таких полов является неудовлетворительной.

4.3 Звукопоглощающие материалы и конструкции

Коэффициент звукопоглощения конструкции зависит от частоты падающих волн и угла их падения. Часто используется диффузный коэффициент поглощения, усредненный по разным углам падения звуковых волн.

Звукопоглощающие конструкции характеризуют удельным импедансом, отнесенным к единице площади.

Коэффициент звукопоглощения α_0 для плоской звуковой волны, падающей под углом θ к нормали к поверхности конструкции, равен

$$\alpha_0 = 1 - \left(\frac{Z \cos \theta - \rho c}{Z \cos \theta + \rho c} \right)^2 = \frac{4Z\rho c \cos \theta}{(Z \cos \theta + \rho c)^2}, \quad (4.31)$$

где ρc – удельное акустическое сопротивление воздуха, равное 410 Па·с/м при 20°C и 1015 гПа (760 мм рт. ст.);

Z – импеданс конструкции, являющийся комплексным:

$$Z = R + jX, \quad (4.32)$$

Заметим, что, в отличие от формулы (4.2), в формуле (4.31) коэффициент α_0 характеризует всю энергию, вошедшую в конструкцию (преобразованную в тепло и прошедшую через конструкцию).

4.3.1 Пористые звукопоглотители

Пористые материалы, состоящие из твердого скелета и пор, заполненных воздухом, обладают заметным поглощением. В настоящее время они широко используются. Поры имеют вид узких, извилистых каналов, однако допускают продувание воздушным потоком. Вследствие вязкости воздуха колебания сопровождаются трением, при котором энергия звуковых волн переходит в тепловую. Переход звуковой энергии в тепловую происходит также из-за необратимых процессов, связанных с теплопроводностью воздуха и скелета пористого материала, – когда сам скелет колеблется, получается дополнительное поглощение из-за внутреннего трения в материале скелета.

Пористость материала σ оценивается отношением объема сквозных воздушных пор к общему объему материала. Для звукопоглощающих материалов σ находится в пределах 0,1–0,99.

Пористость некоторых материалов приведена в таблице 4.3.

Сопротивление продуванию r характеризует акустические свойства пористого материала

$$r = \Delta p / v h,$$

где Δp – разность давлений по обе стороны слоя;

v – скорость постоянного воздушного потока вне материала;

h – толщина слоя пористого материала.

Сопротивление продуванию измеряется в Па·с/м² и в широких пределах изменяется в зависимости от вида материала, как видно из таблицы 4.3

Коэффициент поглощения α при нормальном падении звуковой волны на поглотитель связан с сопротивлением продувания r и пористостью σ выражением

$$\alpha = \frac{2\sigma \sqrt{2\rho \omega r}}{r + \sigma \sqrt{2\rho \omega r + \rho \omega \sigma^2}}, \quad (4.33)$$

где ρ – плотность поглотителя.

Для тонких пористых слоев, таких как ткани и сетки, используют понятие «полное сопротивление продуванию» $r_1 = r_h$ (таблица 4.3).

Проникающая в пористый слой звуковая волна, распространяясь, затухает. Вместе с тем, в слое распространяется обратная волна, отраженная от его задней поверхности. Чтобы амплитуда звукового давления в отраженной волне при выходе ее из слоя не превышала 6 % амплитуды проникающей волны на входе в слой при его расположении на отражающей поверхности, толщина пористого слоя h , м, должна быть не меньше определяемой по выражению, справедливому при $r < 104 \text{ Па}\cdot\text{с}/\text{м}^2$.

Для больших значений r толщина слоя находится из выражения, где – безразмерный структурный фактор, учитывающий влияние геометрической структуры пор и лежащий в пределах 1–4.

Таблица 4.3 – Значения пористости σ , сопротивления продувания r и полного сопротивления продуванию r_1 некоторых материалов

Вид материала	σ	r , Па·с/м ²	r_1 , Па·с/м	Предельная целесообразная толщина, см
Вата минеральная	0,8	104·3·10 ⁵	-	9
Звукопоглощающая пористая штукатурка	0,6-0,65	8·10 ³ -6·10 ⁴	-	0,6
Древесно-волокнистые плиты	0,65-0,8	35·10 ⁵ -26·10 ⁶	-	-
Войлок	0,83-0,95	15·10 ³ -90·10 ³	-	18
Кирпич	-	130·10 ⁶	-	-
Марля в один слой	-	-	0,4·10 ³ -0,5·10 ³	-
Ситец редкий	-	-	5·10 ³ -6·10 ³	-
Байка	-	-	10·10 ³ -80·10 ³	-
Стеклоткань	-	10·10 ³ -300·10 ³	-	-
Сетка металлическая (шаг 0,12 мм, диаметр проволоки 0,05)	-	-	3·10 ³	-
Картон бумажный	-	3·10 ³	-	1,8

Увеличение толщины пористого слоя сверх получаемого по приведенным формулам незначительно повысит звукопоглощение и поэтому нецелесообразно. Часто пористый слой располагают на жесткой отражающей поверхности. Частотная характеристика коэффициента поглощения такой конструкции имеет вид тупой резонансной характеристики с более сильным спадом в области низких частот и максимальным значением на частоте f_1

$$f_1 = c/4h(\chi)^{1/2}$$

Условие получения наибольшего коэффициента поглощения имеет вид:

$$8 \cdot 10^4 \text{ Па} \cdot \text{с} / \text{м} < rh < 16 \cdot 10^4 \text{ Па} \cdot \text{с} / \text{м} .$$

Следует иметь в виду, что чем больше h , тем ниже лежит частота f_1 , при которой достигается наибольшее значение коэффициента звукопоглощения.

Для увеличения поглощения на низких частотах между пористым поглотителем и отражающей поверхностью устанавливают воздушный промежуток. Наибольшее поглощение при этом будет на частоте

$$f_1 = c / 4h_1 ,$$

где h_1 — расстояние от середины пористого слоя до отражающей поверхности.

Условие получения наибольшего коэффициента поглощения при наличии воздушного промежутка принимает вид

$$4 \cdot 10^4 \text{ Па} \cdot \text{с} / \text{м} < rh < 8 \cdot 10^4 \text{ Па} \cdot \text{с} / \text{м} .$$

На рисунке 4.12 приведена частотная зависимость коэффициента звукопоглощения плит, установленных прямо на жестком основании (кривая 1) и на расстоянии 5 см от него (кривая 2).

Промышленность выпускает различные пористые звукопоглощающие материалы:

- 1) пористые плиты из неорганических материалов, например из пемзолита – пемзовой, каолиновой, кирпичной крошки на цементе с чистой внешней поверхностью. Пемзолитовые плиты крепятся к деревянному каркасу так, что позади получается воздушный промежуток, т. е. улучшается звукопоглощение на низких частотах;
- 2) плиты из минерального, стеклянного и асбестового волокна. Толщина от 1 до 5 см, $\alpha = 0,6 \div 0,9$;
- 3) перфорированные плиты с наружной гладкой перфорированной поверхностью и минераловатной внутренней частью плиты;
- 4) звукопоглощающие штукатурки с коэффициентом поглощения $\alpha \approx 0,4$. Интересны штукатурки из неорганического волокна и вяжущего раствора, наносимые распылением;
- 5) маты и мягкие плиты из минерального волокна; они часто покрываются в декоративных целях перфорированными экранами;
- 6) пористые поглотители с перфорированными экранами из листов металла, фанеры, пластика. Экраны, применяемые главным образом для декоративных и бытовых целей, в ряде случаев существенно меняют характер звукопоглощения.

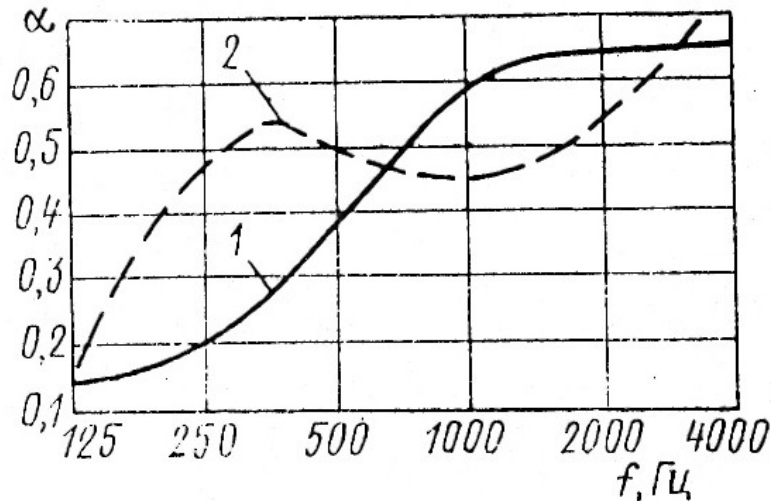


Рисунок 4.12 - Частотная зависимость коэффициента звукопоглощения плит

Акустические свойства перфорированного экрана оценивают по его сопротивлению продуванию, имеющему комплексный характер. Действительной частью этого сопротивления – трением – при отверстиях диаметром более 2 мм можно пренебречь. Сопротивление экрана зависит от присоединяемой массы воздуха в отверстиях и массы эффективного листа экрана:

$$Z_a = j2\pi fm, \quad (4.34)$$

где m – общая эффективная масса экрана, отнесенная к единице его площади, г.

Присоединенная масса воздуха для одного круглого отверстия с площадью S_1 приближенно равна

$$m_1 = \rho (S_1 h + S_1^2 / d), \quad (4.35)$$

где ρ – плотность воздуха, кг/м³;

h – толщина экрана, м;

d – диаметр отверстия, м.

Присоединенная масса воздуха m' экрана, отнесенная к единице его площади S , с учетом взаимного влияния отверстий может быть определена из выражения, предложенного советским ученым Г.Д. Малюжиным

$$m' = \rho \{ [D(1,13D/d) - 1,21] + 1,27L(D/d)^2 \} \quad (4.36)$$

где D – шаг перфорации, выполненной в виде отверстий, расположенных в вершинах квадратов

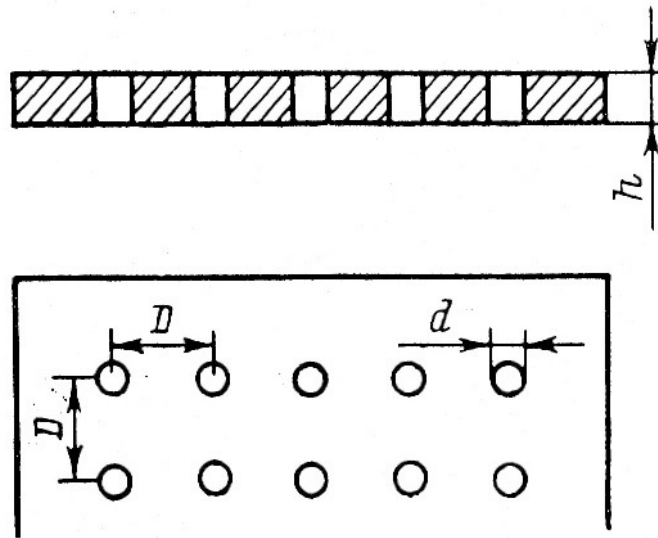


Рисунок 4.13 - Расположение отверстий в перфорированном экране

Как видно из этой формулы, присоединенная масса воздуха возрастает с увеличением шага перфорации D , толщины экрана h и отношения D/d – шага отверстий к их диаметру.

Масса единицы площади листа экрана m'' , кг/м², равна

$$m'' = \rho_{\text{л}} h (1 + S_1 / S), \quad (4.37)$$

где $\rho_{\text{л}}$ – плотность материала экрана, кг/м³;

S – площадь экрана, приходящаяся на одно отверстие, м²;

S_1 – площадь отверстия, м².

Общая эффективная масса экрана определяется выражением

$$m = m' m'' / (m' + m''), \quad (4.38)$$

Во многих случаях m'' значительно больше m' , и произведение эффективной массы экрана на единицу его площади равно m' .

Перфорированные экраны выполняются и с отверстиями сложных очертаний – в виде прорезей, декоративной решетки и т. д. Сопротивление таких экранов определяется экспериментально.

Для звукопоглощающей конструкции, состоящей из пористого слоя, расположенного на отражающей поверхности и покрытого перфорированным экраном, частотная характеристика звукопоглощения определяется на основе измерения входного импеданса этого слоя без экрана и оценки сквозного сопротивления экрана. Предполагается, что импеданс пористого слоя, расположенного на отражающей поверхности, не зависит от угла падения звуковых волн. Это обозначает, что распространением звуковых волн в направлении, параллельном его поверхности, пренебрегают.

Экран поверх пористых поглотителей, выполненных из ткани, работает иначе. Присоединенная масса воздуха у ткани мала, но велико сопротивление

продуванию, поэтому ткань характеризуется полным сопротивлением продуванию r_1 и массой единицы ее площади m'' .

Суммарное сопротивление имеет вид

$$Z'_a = \frac{(2\pi f)^2 (m'')^2 r_1}{r_1^2 + (2\pi f)^2 (m'')^2}, \quad (4.39)$$

Если сопротивление r_1 ткани не более $0,25r_c$ (где r_c – удельное акустическое сопротивление воздуха), то звукопоглощение пористого материала практически не изменяется при покрытии его такой тканью.

В тех случаях, когда позади пористого слоя есть воздушный промежуток, распространением волн вдоль поверхности слоя в этом промежутке нельзя пренебречь. Поэтому допущение о независимости импеданса от угла падения волн на поглощающую конструкцию будет несправедливым.

4.3.2 Резонансные и слоистые звукопоглощающие конструкции и панели

Часто используют резонансные конструкции типа резонатора Гельмгольца, состоящего из воздушной полости, соединенной отверстием (шейкой) с окружающим воздухом (рисунок 4.14). При малых сравнительно с длиной звуковой волны размерах он может рассматриваться как колебательная система с одной степенью свободы, у которой массой является масса воздуха в шейке вместе с колеблющейся около ее отверстия массой присоединенного воздуха, а упругость обеспечивает воздух, заключенный в полости. Собственная частота системы равна

$$f = 0,5ca[1/\pi(l + 1,6a)V]^{1/2}, \quad (4.40)$$

где a – радиус поперечного сечения шейки, м;

l – длина шейки, м;

V – объем полости, м³.

Резонатор поглощает часть энергии падающих на него звуковых волн, если шейка оказывает сопротивление трения проходящему воздушному потоку. Такое сопротивление обуславливается использованием шейки малого диаметра и большой длины, а также помещением в шейке пористого материала, например ткани, натянутой поперек шейки малого диаметра и большой длины, а также помещением в шейке пористого материала, например ткани, натянутой поперек шейки.

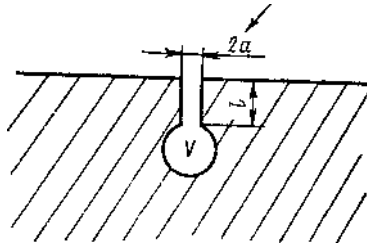


Рисунок 4.14 - Резонатор Гельмгольца

Поглощение таким резонатором существенно в узком диапазоне частот. Для расширения диапазона частот применяют комбинации из резонаторов, настроенных на близкие между собой собственные частоты.

Наиболее распространены резонансные звукопоглотители в виде перфорированного экрана с отверстиями, затянутыми тканью или сеткой с воздушным промежутком позади, как это показано на рисунке 4.15, а. Активная составляющая сквозного сопротивления

$$R_a = r_1 S / S_1,$$

где S – площадь экрана на одно отверстие, м^2 ;

S_1 – площадь одного отверстия, м^2 .

Эффективная масса экрана равна (при достаточной массивности его листа) присоединенной массе воздуха, определяемой выражением (4.36).

Коэффициент звукопоглощения резонансной однослойной конструкции для волны, падающей под углом θ к нормали покрытия,

$$\alpha_\theta = \frac{4R_a \rho c \cos\theta}{(R_a \cos\theta + \rho c)^2 + [\omega m \cos\theta - \rho c \operatorname{ctg}(kL \cos\theta)]^2},$$

где k – волновое число;

L – толщина воздушного промежутка позади экрана.

Частотная характеристика типовой однослойной резонансной конструкции приведена на рисунке 4.15, б.

Для получения высокого значения коэффициента звукопоглощения (порядка 0,9) применяют многослойные резонансные конструкции, показанные на рисунке 4.15, в. Для успешной работы конструкции должна быть достаточно жесткой, чтобы не колебаться под действием падающих волн. Диффузный коэффициент звукопоглощения приближенно оценивается по значению

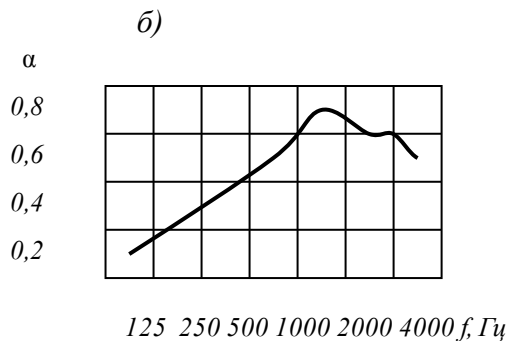
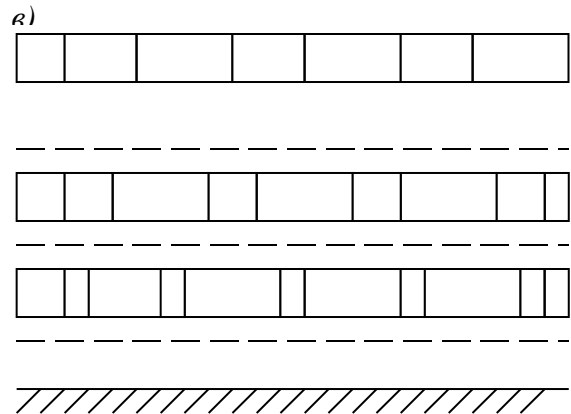
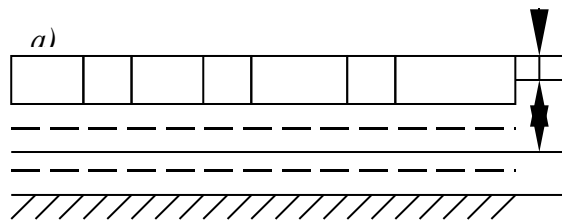
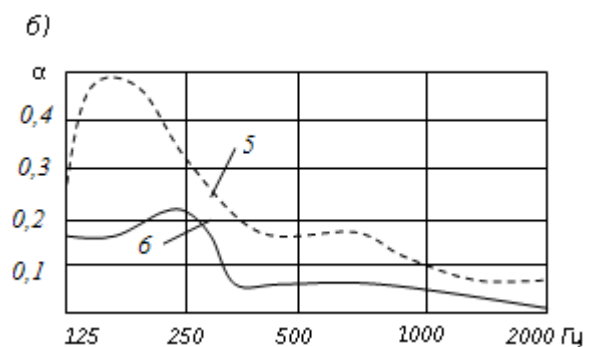
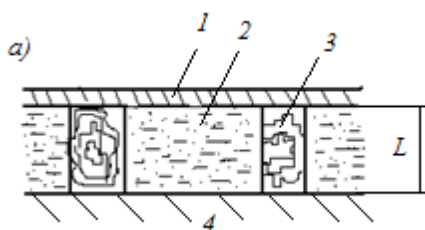


Рисунок 4.15 - Резонансная однослойная панель (а), частотная характеристика ее коэффициента поглощения (б) и многослойная резонансная конструкция (в)

Резонансные панели применяют на низких частотах (рисунок 4.16). Это пластина, позади которой находится воздушный промежуток (для повышения поглощения в него может быть введен пористый поглотитель). Часто это тонкая деревянная (фанерная) панель, расположенная на некотором расстоянии от стены.



1- гибкий слой фанеры; 2 – воздушный промежуток с поглотителем; 3 – каркас; 4 – основание; 5 – поглотитель – вата; 6 – поглотитель – воздух

Рисунок 4.16 - Низкочастотная резонансная панель с поглотителем (а) и частотная характеристика ее коэффициента отражения (б)

Пластина представляет собой чистую массу, воздушный промежуток обеспечивает упругость; резонансная частота равна

$$f_0 = 0,16c(\rho / mL)^{1/2}, \quad (4.41)$$

где c – скорость звука в воздухе, м/с;

ρ – плотность воздуха, кг/м³;

m – поверхностная масса пластины, г;

L – толщина воздушного промежутка, м.

При диффузном падении приближенное значение частоты

$$f_0 = 85/(mL)^{1/2}, \quad (4.42)$$

Фанерные поглощающие панели, отстоящие от стены на 3-5 см, обеспечивают заметное поглощение на частотах 100-300 Гц.

4.3.3 Штучные звукопоглотители

Явление дифракции приводит к тому, что возле колеблющихся элементов возникают колебания граничных участков, приводящие к дополнительному звукопоглощению. Поэтому применение звукопоглотителей отдельными участками (соизмеримыми с длиной волны) – штуками – экономически более выгодно, чем сплошная облицовка.

Общее поглощение, вносимое штучным поглотителем, выражают в виде эквивалентной площади звукопоглощения A , равной площади полностью поглощающей звук поверхности, обладающей тем же звукопоглощением, что и данный поглотитель.

Для штучных поглотителей большой площади эквивалентная площадь звукопоглощения A равна произведению коэффициента звукопоглощения α и площади поглотителя:

$$A = \alpha S.$$

Штучные или объемные поглотители выполняют в виде выпуклых тел – шаров, цилиндров, конусов, подвешиваемых к потолку помещений. Внутри объемных поглотителей помещают пористые поглощающие материалы.

Люди, мебель, люстры – тоже представляют собой своеобразные объемные поглотители. Распространены также мембранные поглотители – щиты с натянутым холстом (называемые щитами Бекеша, в честь их автора, выдающегося венгерского ученого-акустика), заполненные войлоком (рисунок 4.17). Если сила натяга холста F , a , l , t , b – длина, толщина и ширина поглотителя, то собственная частота его колебаний будет:

$$f_0 = 0,5F^{1/2}(\rho tl^2b)^{-1/2}. \quad (4.43)$$



1 – войлок; 2 – холст; 3 – деревянный каркас

Рисунок 4.17 - Конструкция щита Бекеши

4.3.4 Клиновые звукопоглощающие конструкции

Отечественной промышленностью освоено производство клиновых звукопоглощающих конструкций из минеральной ваты (пропитанной клеящим составом), предназначенных для оборудования звукомерных камер. Клиновая конструкция обеспечивает хорошее согласование между удельным акустическим сопротивлением воздуха ($410 \text{ Па}\cdot\text{с}/\text{м}$) и большим удельным акустическим сопротивлением кирпичных или бетонных стен ($\sim 6 \cdot 10^6 \text{ Па}\cdot\text{с}/\text{м}$). Типовая конструкция клина показана на рисунке 4.18, а. Материалом клиновых поглощающих конструкций служит штапельное стекловолокно, получаемое методом вертикального раздува паром. Диаметр стекловолокна составляет 13 мкм. Содержание связующей смолы в клиньях до 12% и объемная масса $60\text{-}80 \text{ кг}/\text{м}^3$. Клинья склеиваются из пяти плит штапельного стекловолокна толщиной по 4-5 см. Образуются бруски $0,25 \times 0,25 \text{ м}^2$, из которых по шаблонам вырезают клинья с площадью основания $0,2 \times 0,2 \text{ м}^2$.

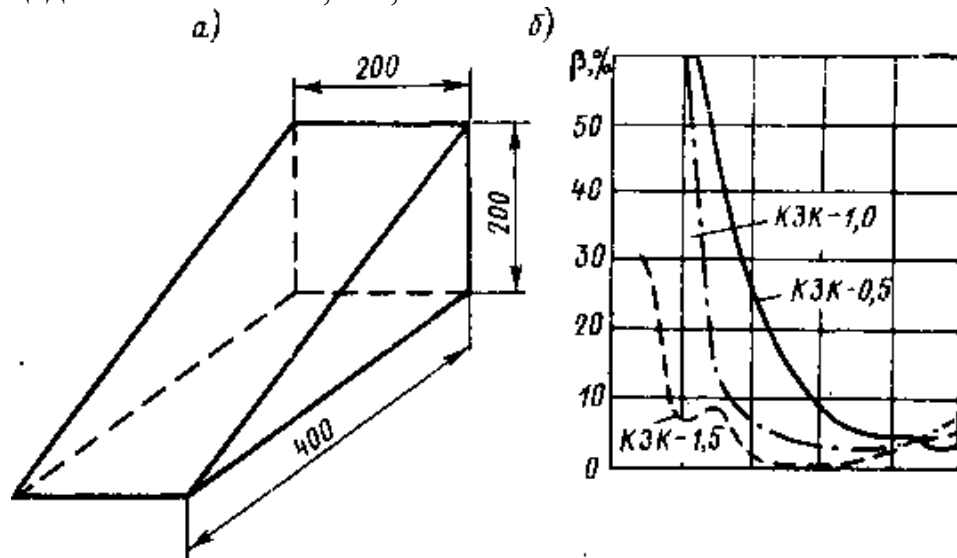


Рисунок 4.18 - Конструкция (а) и частотная характеристика коэффициента отражения звукопоглощающих клиньев (б)

Выпускают пять типоразмеров клиньев, данные которых приведены в таблице 4.4. Клинья собирают по четыре штуки в блоки и в шахматном порядке

крепят на расстоянии 0,15 м от стены. Шахматное расположение снижает строгую регулярность, вызывающую нежелательные резонансные явления.

Воздушный заклинный промежуток с дополнительным слоем стекловолокна толщиной 5 см обеспечивает улучшение поглощения на низких частотах. На рисунке 4.18, б приведены частотные характеристики коэффициента отражения различных конструкций клиньев.

Таблица 4.4 – Данные клиновых звукопоглощающих конструкций

Тип конструкции	Длина клина, м	Масса клина, кг	Нижняя граница частот, Гц	Примечание
КЗК-0,5	0,5	0,8	(125±15) %	Основание 0,2×0,2 Заклинный промежуток 0,15
КЗК-0,75	0,75	1,2	100	
КЗК-1,0	1,0	1,6	80	
КЗК-1,25	1,25	2,0	65	
КЗК-1,5	1,5	2,4	50	

4.3.5 Звукопоглощение строительных конструкций и снижение шума в помещениях при звукопоглощающей отделке

Небольшим поглощением обладают даже специально не оборудованные стены, полы, потолки помещений. Застекленные оконные переплеты представляют собой пластины с воздушным зазором позади. Кирпичная кладка с незаделанными швами также обеспечивает некоторое звукопоглощение.

При звукопоглощающей отделке конструкций и поверхностей помещения, выполненной с учетом расположения ожидаемых источников и оценки путей распространения звука, можно рассчитать ожидаемое снижение уровня звукового давления ΔL в заданной точке по формуле

$$\Delta L = 10 \lg \frac{1 + \frac{4r^2\Omega}{K} \left(\frac{1}{A} - \frac{1}{S} \right)}{1 + \frac{4r^2\Omega}{K'} \left(\frac{1}{A'} - \frac{1}{S} \right)}, \quad (4.44)$$

где K – коэффициент концентрации источника;

Ω – пространственный угол излучения, °;

r – расстояние от источника до точки измерения, м;

S – общая площадь поверхностей помещения, м²;

A – общая эквивалентная площадь поглощения до отделки, м²;

A' – общая эквивалентная площадь поглощения после применения поглотителей, м².

В диапазоне частот, в котором применяется звукопоглощение, производится детальный расчет ряда частот. В таблице 4.5 приведены значения коэффициента поглощения в октавных полосах для некоторых типовых поглощающих устройств.

В ряде случаев поглощающие устройства имеют фигурную форму, например, – пирамиды, призмы и т. д. При этом коэффициент поглощения на некоторых частотах превышает единицу, что обусловлено превышением площадью поверхности поглотителя площади проекции его на ограждение (к которой относят коэффициент поглощения).

4.4 Звукопоглощающие материалы и конструкции в гидроакустике

Современная гидроакустика охватывает диапазон частот от единиц герц до примерно 100 кГц. При этом имеется в виду многообразное использование колебаний – для обнаружения (шумопеленгования), гидролокации, связи, гидрографических работ и т. д. Наилучшим решением вопроса явилось бы использование поглотителя или поглощающей конструкции, эффективно работающей во всей полосе частот.

Как говорилось ранее, для получения эффективного поглощения нужно выполнить два условия – согласовать акустические сопротивления и обеспечить при этом максимальное затухание при минимально допустимой длине конструкции.

Если поглотители для воздуха (например, клинья) обеспечивают коэффициент отражения в рабочем диапазоне частот менее 0,1, то аналогичные устройства в гидроакустике – порядка 0,2.

4.4.1 Широкополосные звукопоглотители

Широкополосные звукопоглотители – устройства, выполненные в виде покрытий, наносимых на защищаемую поверхность и закрепляемых на ней.

Широкополосные покрытия осуществляют либо в виде системы слоев материалов с различными удельными сопротивлениями, причем эти слои расположены в определенном порядке, либо с помощью клиновых конструкций или ребер, промежутки между которыми заполняют водой. Для бассейнов такие конструкции допустимы, хотя и не очень удобны.

В основном для поглощения звука используют внутренние потери жидких и твердых сред. В твердых средах внутренние потери при гармоническом характере колебаний характеризуются через мнимые части упругих составляющих при комплексном представлении модуля Юнга или скорости соответствующего типа волн.

В жидкостях необходимо учитывать сдвиговую вязкость (где G' – мнимая часть модуля сдвига и объемную вязкость (K' – мнимая часть модуля сжатия):

$$\bar{G} = G(1 + j\eta_s) = G + jG' \quad ; \quad \bar{K} = K(1 + j\eta_k) = K + jK'$$

При малых η справедлива зависимость

$$\alpha \approx \omega \eta_s / 2c = \omega^2 (\mu_k + 1,3\mu_a) / 2\rho c^2 \quad (4.45)$$

Обычно твердые тела обладают малым значением коэффициента потерь. Исключения – материалы с малым модулем сдвига типа резины. Коэффициент потерь у них слабо зависит от частоты, а потому коэффициент поглощения возрастает пропорционально частоте, что приближается к оптимальному варианту. Важно, что удельное акустическое сопротивление резины близко к удельному акустическому сопротивлению воды. Впрочем, это полностью относится к некоторым сортам резины, называемым «рс-резины». (Характеристики которых, однако, сильно зависят от температуры и времени эксплуатации.)

Если в жидкость ввести суспензии или каркасы (например, сетка из медной проволоки в касторовом масле), они будут иметь другую амплитуду колебаний, чем частицы жидкости, и трение, возникшее при этом, обеспечивает переход звуковой колебательной энергии в тепловую.

Коэффициент поглощения для малых сферических частиц (радиус много меньше, чем длина волны λ) может быть выражен через характеристики жидкости и материала частиц. Если концентрация суспензии $c_k = 1/3a^3n$, где n — число частиц на единицу объема, то коэффициент поглощения равен

$$\alpha = \frac{c_k k}{2} \left[\frac{1}{6} (ka)^3 + \left(\frac{\rho_1}{\rho} - 1 \right)^2 \frac{S}{S^2 \left(\frac{\rho_1}{\rho} + \tau \right)^2} \right], \quad (4.46)$$

где

μ – вязкость;

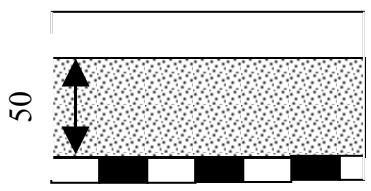
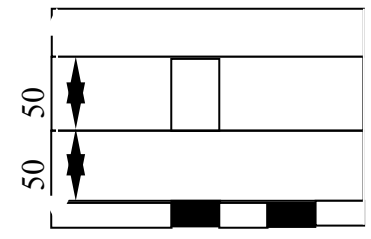
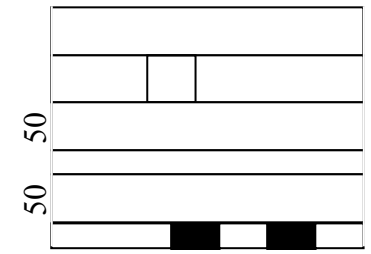
ρ_1 – плотность частиц, кг/м³;

ρ – плотность жидкости, кг/м³.

Первый член этой формулы определяет рассеяние, которое имеет значение только при очень высоких частотах и очень крупных частицах, второй – трение, создаваемое вязкостью.

Суспензии, однако, практически мало применимы, так как со временем они осаждаются и, следовательно, поглощение снижается.

Таблица 4.5 – Коэффициент звукопоглощения типовых поглощающих устройств в октавных полосах

Конструкция	Вид материала	Коэффициент звукопоглощения на частоте, Гц							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
 <p>50</p> <p>Сталь $\delta=0,5$ мм; $d_{отв}=8$ мм; $t_{шан}=15$ мм</p>	1, 2	0,12	0,16	0,25	0,52	0,88	0,98	0,97	0,98
	3	0,10	0,13	0,24	0,58	0,92	0,97	0,97	0,96
	4	0,10	0,12	0,18	0,40	0,73	0,90	0,98	0,98
	5	0,10	0,12	0,28	0,76	0,99	0,93	0,98	0,94
 <p>50</p> <p>50</p> <p>50</p>	1	0,10	0,16	0,58	0,96	0,9	0,99	0,97	0,97
	2	0,15	0,24	0,5	0,90	0,98	0,82	0,97	0,93
	3	0,20	0,24	0,56	0,94	0,94	0,88	0,98	0,98
	4	0,12	0,20	0,40	0,72	0,90	0,80	0,98	0,92
	5	0,11	0,16	0,66	0,99	0,87	0,97	0,98	0,92
 <p>50</p> <p>50</p>	4,5	0,20	0,60	0,96	0,80	0,90	0,91	0,90	0,90

4.4.1.1 Волокна в жидкости

Применяется металлическая вата или тонкая проволочная сетка. Физические явления практически те же, что и при суспензиях. Можно с грубым приближением полагать, что поглощение нити диаметром $2a_k$ равно поглощению шарика радиусом $a = 1,5a_k$.

На частоте 10 кГц при $2a_k = 10$ мкм (при этом $a = 7,5$ мкм) коэффициент поглощения стеклянной ваты при концентрации 7 % $\alpha = 0,004$ см⁻¹, т. е. сигнал снижается на 0,35 дБ на толщине 10 см. На частоте 100 кГц поглощение составит около 3,5 дБ на 10 см. Для медной ваты ($\rho_1/\rho = 8,9$) можно получить заметно большее поглощение при уплотнении по объему в 7%, а именно $\alpha = 0,12$ на частоте 100 кГц при оптимальной толщине волокна 1 мк.

Американские ученые Мэзон и Хиббард использовали медную вату в касторовом масле, обладающем большой вязкостью, при диаметре волокон порядка 50 мк получили поглощение порядка 0,8 дБ/см. Облицовка малого бассейна делалась следующим образом: внутри на расстоянии порядка 5 см от краев устанавливался резиновый слой.

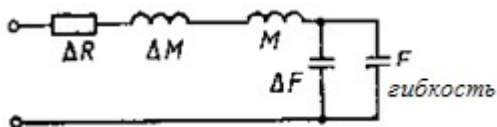


Рисунок 4.19 - Эквивалентная электрическая схема экранов в жидкости

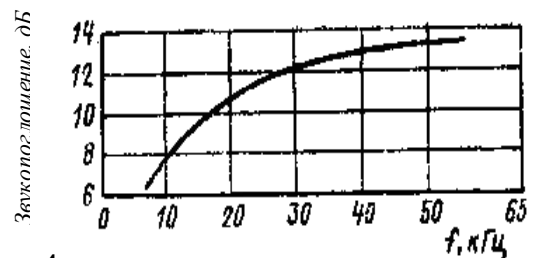


Рисунок 4.20 - Ослабление звука экранными сетками в жидкости

Если в жидкости на расстоянии, меньшем, чем длина волны, поместить ряд экранов, то их можно представить эквивалентной схемой (рисунок 4.19), аналогичной схеме для тонкого слоя пористого поглотителя. На схеме ΔR – сопротивление трения в порах; ΔM – масса жидкости, колеблющейся в порах; M , F – масса и жесткость жидкости между экранами; ΔF – жесткость (упругость) внутри пор. По этой схеме может быть вычислено значение коэффициента поглощения

$$\alpha = \frac{\pi (1 - \rho / \rho_1)^2 \Delta l \sqrt{2\mu}}{a^2 \sigma l \lambda \sqrt{\omega \rho}} = \frac{(1 - \rho / \rho_1)^2 \Delta l \sqrt{\pi \mu f}}{a^2 \sigma l c \sqrt{\rho}}, \quad (4.47)$$

где σ – пористость;

a – радиус пор, м;

l – расстояние между экранами, м;

ρ_1 – плотность материала экрана, кг/м³;

ρ – плотность жидкости, кг/м³;

c – скорость звука в жидкости, м/с;

μ – вязкость.

При использовании 20 экранов с четырьмя отверстиями на 1 мм Мэзон получил на 10 кГц ослабление на один экран $\Delta l = 0,042$ (т. е. 0,35 дБ). При расстоянии между экранами $l = 0,5$ см получается оптимальное соотношение $\alpha_1=1,25$ (что соответствует отражению не более 10%). Значение затухания на разных частотах приведено на рисунке 4.20.

4.4.1.2 Пористые поглотители

Пористые поглотители с достаточно жестким каркасом. Колебания каркаса будут минимальными при низких скоростях звука в каркасе, а также при жестком каркасе. Максимальные колебания – тогда, когда скорость звука в каркасе равна скорости звука в жидкости.

Дарнер исследовал смесь опилок с цементом (4 части опилок и 1 часть цемента по объему). Скорость звука в этом составе около $1,9 \cdot 10^3$ м/с, а $\rho c = 2,6 \cdot 10^6$ Па·с/м. Связь вследствие трения в узких порах настолько сильна, что каркас возбуждается и начинает колебаться равномерно, т. е. звуковая волна ослабляется мало. Однако в узкой зоне у поверхности наблюдается относительное движение, необходимое для поглощения звука. На высоких частотах зона увеличивается. Коэффициенты отражения составляют около 0,3 на частоте 10 кГц, 0,10 на 100 кГц и 0,01 на 1 МГц. Особенностью такого покрытия является слабая зависимость коэффициента отражения от гидростатического давления. Это позволило создать замкнутый цилиндрический бассейн для гидроакустических измерений, имитирующих измерения на морских глубинах до 100 ат, (10^8 Па, т. е. до 1000 м). Для согласования удельных акустических сопротивлений цементно-опилочное покрытие изготовлялось в виде клиньев размерами от $0,15 \times 0,15 \times 0,15$ до $0,15 \times 0,15 \times 1,8$ м.

Исследования отечественных специалистов показали, что при больших гидроакустических давлениях деревянные клиновые конструкции, выполненные из некоторых пород дерева, в частности из осины или сосны, хорошо поглощают звук. Древесина твердых пород — дуба, бука и т. д. плохо подходит для поглощающих устройств.

Так как удельное акустическое сопротивление осины и сосны заметно отличается от ρc воды, то поглощающие конструкции также выполняются в виде клиновых блоков. Подобными конструкциями с размерами $0,2 \times 0,2 \times 0,4$ м оборудован большой бассейн для гидроакустических измерений.

Древесина в воде не гниет и хорошо сохраняет свои акустические свойства во времени.

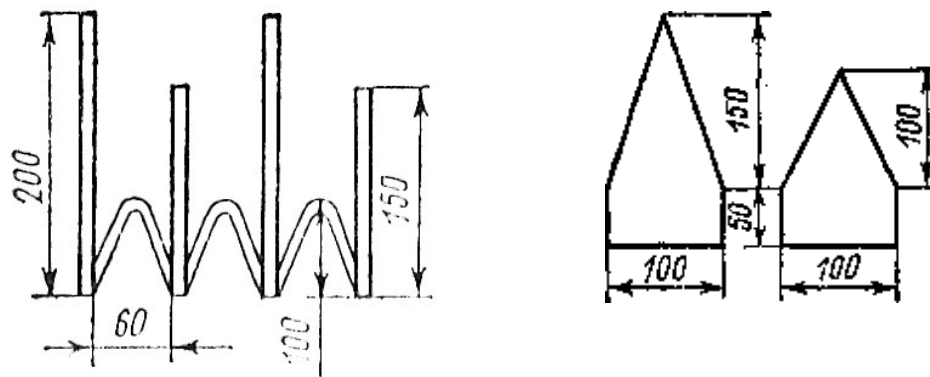


Рисунок 4.21- Конструкция ребристых покрытий для облицовки звукозаглушенных бассейнов

Идея использования не сплошных покрытий, а элементов, устанавливаемых с некоторыми промежутками, привлекательна с экономической точки зрения. Для этой цели используются конусообразные, а чаще ребристые элементы, изготавливаемые из резино-подобных материалов, пластмасс с воздухосодержащими элементами— опилками, микрошариками из стекла с воздухом внутри. В зависимости от задаваемого частотного диапазона размеры элементов конструкции и расстояние между ними могут изменяться.

Зависимость характеристик ребристых клиновых поглотителей от температуры очень мала, они чувствительны только к затеканию.

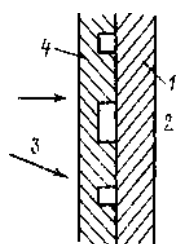
В шестидесятые годы немецкий ученый Майер предложил ребристую конструкцию из трех слоев резины — двух сплошных и среднего перфорированного. Конструкция может быть отштампована и из двух слоев, если один из них имеет глухие углубления с внутренней стороны. Такое покрытие устанавливается в бассейнах с довольно большим промежутком (60 мм) между элементами, причем клиновые ребра размерами 20,0 и 15,0 см (рисунок 4.21.) расположены на расстоянии порядка 6 см, а промежутки между ними перекрыты арочной конструкцией. Покрытие эффективно в области частот 5—70 кГц. При падении звука под углами, отличными от нормальных, звукозаглушение указанных конструкций ухудшается.

Клиновья форма покрытий неприемлема для движущихся объектов или облицовки трубопроводов с потоками жидкости. Можно, однако, промежутки между поглощающими элементами заполнить нейтральной средой, но со звукопрозрачной гладкой поверхностью. Это заметно удорожает конструкцию, но обеспечивает возможность снижения шумов клиньями и при наличии протекающей жидкости.

4.4.2 Резонансные подводные звукопоглотители

С целью обеспечения максимального поглощения звука при минимальной толщине покрытия используется эффект резонансных колебаний газовых пузырьков или полостей. В воде гибкость определяется упругим материалом (обычно резиной), испытывающим напряжение растяжения или сдвига. Таким образом, материал поглотителя оказывается акустически более мягким, чем вода, что обеспечивает достаточно широкую полосу пропускания при малой толщине резонансной системы.

Как известно, конструкция подводных лодок включает прочный корпус — с толщинами более 10—15 мм стали, и легкий корпус толщиной 5—10 мм, между которыми находится заполненное водой междубортное пространство (около метра) с системами кабелей и трубопроводов.



1 — сталь; 2 — воздух (вода); 3 — вода; 4 — упругий слой

Рисунок 4.22 - Конструкция резонансных поглотителей звука в воде

Немецкие специалисты во второй мировой войне разработали резонансные поглотители, рассчитанные для нанесения их на легкий и прочный корпуса подводных лодок. Поглотители представляли собой систему из перфорированных тонких (2 мм) резиновых листов, наклеиваемых на металлический корпус. Поверх этих листов наклеивались монолитные листы, обеспечивающие герметизацию перфорированных отверстий.

Масса резонансного поглотителя (рисунок 4.22) определяется присоединенной массой среды (близлежащего слоя воды), а гибкость — воздушными полостями. Недопустимо наличие дополнительных воздушных прослоек и пузырьков. (Немцы свои лодки опускали на глубину и выдерживали там длительное время; при этом воздух из малых пор и полостей диффундировал в воду, а склеиваемые элементы поглотителя обеспечивались большой силой сцепления.)

Поглотители имели отверстия 2 и 5 мм. Большие отверстия образуют последовательный резонансный контур с собственной частотой посередине диапазона рабочих частот. Малые отверстия входят в параллельный резонансный контур, состоящий из массы стальной пластины, реактивное сопротивление которой включается последовательно с оконечной средой — водой, и акустически податливого резинового слоя вне полостей. Двухмиллиметровые отверстия повышают гибкость резинового слоя. Выбрав нужное число отверстий на единицу площади, можно установить собственную частоту этого контура тоже в середине диапазона. В эквивалентной схеме оба контура соединены

параллельно. Внутренние потери в резине представляют собой сопротивление системы.

Для прочного корпуса толстые пластины имеют большое реактивное сопротивление, так что можно пренебречь сопротивлением оконечной среды — воды или воздуха. Параллельный контур, состоящий из массы пластины и упругости резинового слоя, имеет низкую частоту и в рабочем диапазоне представляет массу. Поэтому пластина действует как жесткая стенка.

На резонансной частоте больших полостей можно обеспечить хорошее согласование покрытия с окружающей средой, но вне резонанса быстро происходит рассогласование и увеличивается коэффициент отражения. Использование двух связанных контуров позволяет заметно расширить полосу пропускания при резонансе мембраны и боковой стенки корпуса.

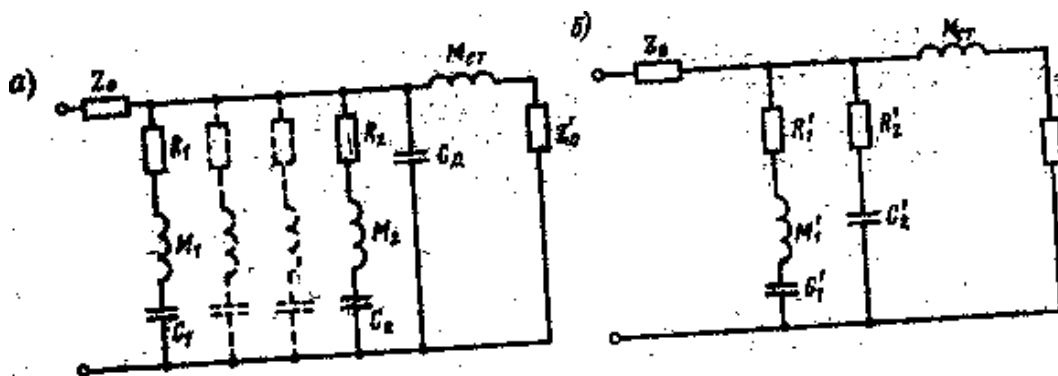


Рисунок 4.23 - Эквивалентная электрическая схема покрытия на легком корпусе и ее модификация для единичной площадки

Можно наглядно, особенно для электротехников, представить эквивалентную электрическую модель резонансного покрытия. Для покрытия, работающего на легком корпусе, схема имеет вид, показанный на рисунке 4.23, а. Акустические сопротивления на этой схеме соответствуют электрическим, массы — индуктивностям, гибкости — емкостям. Окружающая среда заменяется длинной линией с удельным сопротивлением Z_0 , заканчивающейся входным сопротивлением электрического четырехполюсника. Сам четырехполюсник нагружен на вторую длинную линию с сопротивлением Z_0' , характеризующим оконечную среду (воду, воздух). Значение C_d определяется гибкостью резинового слоя (инерцией этого слоя пренебрегаем). Эту схему можно представить в виде двухконтурной схемы для единичной площадки (повторяющейся затем по всей площади покрытия), показанной на рисунке 4.23, б.

Последовательный колебательный контур, составленный из элементов подобен комбинации резонансных цепей из R_1 , M_1 , C_1 , соответствующих большим отверстиям. При этом

$$R'_1 = R_1 / N_1 ; \quad M'_1 = M_1 / N_1 ; \quad C'_1 = C_1 / N_1 ,$$

где N_1 — число отверстий на единичной площадке. Параллельный резонансный контур, составленный из элементов (M_{cr}), определяется характером

стальной пластины ($M_{ст}$), малыми отверстиями (здесь массами M_2 пренебрегаем, так как . Значения

$$C'_2 = \frac{(C_D + N_2 C_2)^2 + \omega^2 C_2^2 R_2^2 C_D^2}{C_L + N_2 C_2 + \omega^2 C_2^2 R_2^2 C_D} ;$$

$$R'_2 = \frac{R_2}{N_2} \frac{(N_2 C_2)^2}{(C_D + N_2 C_2)^2 + \omega^2 C_2^2 R_2^2 C_D^2} .$$

Условие согласования заключается в том, чтобы входной импеданс поглощающей конструкции должен быть равен удельному акустическому сопротивлению внешней среды (входному сопротивлению длинной линии). Если конечной средой является вода, то такое условие может быть выполнено при любой частоте, поскольку , $M_{ст}$ не зависят от частоты. При этом $\omega_2 = \omega_1 = \omega_0$ (средняя частота в рабочем диапазоне);

$$\left. \begin{aligned} \omega_0 &= (M'_1 C'_1)^{-1/2} = (M_{cm} C'_2)^{-1/2} ; & R'_2 &= Z_0 ; \\ \frac{R'_1}{Z_0} &= \frac{1 + (Z_0 / \omega_0 M_{cm})^2}{1 - (Z_0 / \omega_0 M_{cm})^2} ; & \left(\frac{M'_1 M_{cm}}{C'_1 C'_2} \right)^{1/2} &= \frac{Z_0^2 M_{cm}}{(1 - Z_0^2) C'_2} \end{aligned} \right\} \quad (4.48)$$

Таким образом, параллельный резонансный контур должен быть настроен на резонансную частоту большой полости, выбираемую равной средней частоте рабочего диапазона. Это обеспечивается путем правильного выбора числа N_2 малых отверстий. Значение подбирается числом больших отверстий N_1 .

Для прочного корпуса, когда позади массивной стальной пластины находится воздух, малые отверстия можно не делать или делать их немного. Согласование обеспечивается подбором числа отверстий N_1 . Эмпирически подбирается толщина листов с перфорациями и диаметр отверстий. Коэффициент отражения резонансных покрытий не превышает 0,1—0,15 в диапазоне 1—2 октав. Известно, что в ряде случаев резонансным покрытием облицовываются гидроакустические бассейны, представляющие собой резервуары из стальных листов.

Свойства покрытий резонансного типа заметно связаны с температурой и статистическим давлением. Свойства используемой резины, в частности ее старение, также играют большую роль. Очень важное значение имеют технология нанесения покрытия, обеспечение его герметичности, отсутствие воздушных пузырей в слоях склейки. При падении волны под острым углом отражение заметно возрастает.

4.4.3 Газовые завесы

Еще во второй мировой войне применялись имитационные патроны - с помощью химической реакции создавались области газовых пузырей, которые постепенно всплывали. Такая область обладает (по сравнению с водной средой)

заметным отражающим и поглощающим действием. Существуют и другие способы создания газовых завес — с помощью компрессоров, продувающих воздух через специальные сопла, кавитирующих вращающихся элементов (например, винтов с искаженными лопастями) и электролиза.

Все эти способы предназначены для того, чтобы использовать резонансные свойства газовых пузырьков в жидкости. Затухание плоской волны, дБ/м, распространяющейся в воде с газовыми пузырьками, приближенно равно

$$\alpha = 3,9n\sigma_l, \quad (4.49)$$

где n — число резонансных пузырьков, м³;
 σ_l — сечение захвата.

Физически резонансные пузырьки, взаимодействуя со звуковыми волнами, рассеивают их в различных направлениях (рассеяние) и переводят часть окружающей их звуковой энергии в тепловую (поглощение). Эффективность этих процессов принято оценивать поперечным сечением рассеяния σ_s (т.е. сечение идеального сферического отражателя, обеспечивающего такой же эффект, как и реальный пузырек) и аналогичным сечением поглощения σ_a , которые в сумме составляют сечение захвата σ_l .

Сечение захвата выражается через радиус пузырька R , скорость звука в воде c_0 , резонансную частоту пузырька f_r , его затухание δ и текущую частоту f :

$$\sigma_l = 2Rc_0\delta / f_r \left[\left(\frac{f_r^2}{f^2} - 1 \right)^2 + \delta^2 \right]. \quad (4.50)$$

Поперечное сечение рассеяния σ_s резонансного пузырька определяется формулой

$$\sigma_s = 4\pi R \left[\left(\frac{f_r^2}{f^2} - 1 \right)^2 + \delta^2 \right]. \quad (4.51)$$

Поперечное сечение поглощения резонансного пузырька равно

$$\sigma_a = 2R(\delta c_0 - 2\pi R f_r) / f_r \left[\left(\frac{f_r^2}{f^2} - 1 \right)^2 + \delta^2 \right]. \quad (4.52)$$

На резонансе сечение рассеяния существенно превосходит геометрическое поперечное сечение пузырька, а сечение поглощения превосходит сечение рассеяния. На частотах выше 15 кГц отношение $\sigma_s/\sigma_l < 0,1$. Так как $\sigma_l = \sigma_a + \sigma_s$, $\sigma_a/\sigma_s > 9$.

Резонансная частота пузырьков f_n , Гц измеряется

$$f_r = 0,3(\gamma p_0 / R^2 \rho)^{1/2}, \quad (4.53)$$

где R - радиус пузырька;

ρ - плотность газа в нем;

p_0 - статическое давление внутри пузырька;

γ - отношение теплоемкостей при постоянном объеме и давлении.

При атмосферном давлении

$$f_r = 3,26 / R, \quad (4.54)$$

где R – радиус пузырька, м.

Для глубины d

$$f_r = 3,26(1 + 0,0985d)^{1/2} / R. \quad (4.55)$$

Величина δ (затухание, обратное добротности пузырька) зависит от частоты и характера потерь (рассеяние, вязкость, переход в тепло).

Практическому использованию газовых завес для звукоизоляции и звукопоглощения препятствуют их нестабильность и необходимость непрерывных затрат энергии на создание или поддержание их существования.

Рассмотрим еще одну возможность изменения гидролокационной заметности — совместное использование звукожестких и звукомягких элементов, размещаемых на защищаемой поверхности. Их действие можно в самом грубом приближении уподобить действию дипольного источника — два равных по площади отражателя создают по оси симметрии равные по величине, но противоположные по фазе сигналы, которые взаимно уничтожаются, обеспечивая в этом направлении минимальное отражение. Как и в случае диполя, при этом в других направлениях будет наблюдаться увеличение отражения. Фактически происходит пространственное перераспределение максимумов отражений. В ряде случаев такое перераспределение может быть полезно. Звукожесткими элементами служат металлические поверхности, а звукомягкими — воздушные полости. В морских условиях, где необходимо учитывать воздействие гидростатического давления, следует использовать систему воздушных полостей в тонких оболочках, например, микрокапсулы или сотовые конструкции.

Практическое осуществление этой идеи имеет свои сложности. Необходимо учитывать дифракцию на краях элементов (краевой эффект), которая различна для звукожестких и звукомягких элементов. Вообще реальные элементы носят импедансный характер, т. е. не являются совершенно жесткими или мяг-

кими. Кроме того, дифракционные явления имеют выраженный частотный характер.

Электронные «поглотители» звука. В газетах нередко описывают в сенсационных тонах электронные системы, создающие «противозвуки» и снижающие шум в помещениях. Рассмотрим реальные возможности таких устройств. На рисунке 4.24 приведена структурная схема «поглотителя» шума в области головы пилота в кабине самолета. Микрофон, установленный в этой области, соединен с усилителем и громкоговорителем так, что последний создает в заданном месте сигнал, равный по амплитуде самолетному шуму, но имеющий противоположную фазу. Складываясь между собой, эти два сигнала взаимно уничтожаются, сводя суммарный шум к минимуму. Таким образом, в данном случае имеются два источника шума (т. е. звуковой энергии), расположенных в разных местах и взаимодействующих между собой таким образом, что звуковая энергия в заданной области пространства будет минимальна. Следует при этом иметь в виду, что в целом при использовании дополнительного источника звуковая энергия в пространстве увеличивается, т. е. в другой области пространства неизбежно будут возникать повышенные уровни шума. Применение электронных «поглотителей» звука, помимо увеличения стоимости оборудования, требует решения ряда технических вопросов, в частности обеспечения изменения фазы сигнала на противоположную в широком диапазоне частот, автоматической регулировки уровней и фазы излучаемого звука при изменении внешних условий в помещении (температуры, давления, влажности), влияющих на скорость распространения звука и, следовательно, на изменение фазы сигналов.

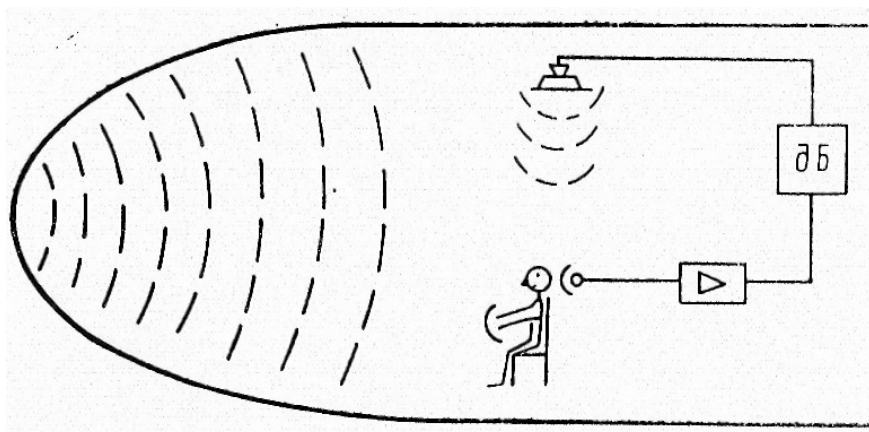


Рисунок 4.24 - Схема электронного поглощения звука в районе головы пилота

В ограниченной области пространства и диапазоне частот (как в примере, вокруг головы пилота) можно добиться заметного снижения шума, однако вследствие указанных особенностей ни в воздушной акустике, ни в гидроакустике системы электронного поглощения звука пока не нашли широкого распространения. Еще раз необходимо подчеркнуть, что противофазные системы

снижения звука принципиально не могут снизить шум во всем помещении. Локальное снижение шума может обеспечить заметный эффект, но дорого и довольно сложно.

Заметим также, что истинного поглощения звуковой энергии, т. е. перевода ее в тепловую, в данных системах не происходит.

4.5 Нормирование звукоизоляции и звукопоглощения

Звукоизолирующие материалы применяются в конструкциях оболочек машины, в воздуховодах и трубопроводах машин; звукопоглощающие— для изготовления акустических облицовок машин, в глушителях шума вентиляции, технологических отверстиях и т. д.

Помимо акустических свойств материалы для звукоизоляции и звукопоглощения должны обладать механической прочностью, влагостойкостью, биостойкостью, нетоксичностью, пожаробезопасностью:

- 1) звукопоглощающие изделия марки БЗМ — маты из холстов на основе штапельных упертонких базальтовых волокон ($d < 3$ мк) в оболочке из стеклоткани; $\rho \approx 20$ кг/м³; размеры матов 0,5×0,5 и 1,0×1,0, толщина 5 — 20 см; $\rho_s/\rho_0 c_0 \approx 3,0$;
- 2) маты из супертонкого стекловолокна марки АТМ-1 — перепутанные стеклянные волокна толщиной 2 — 3 ммк; $\rho \approx 8$ кг/м³ $\rho_s/\rho_0 c_0 \approx 2,0$;
- 3) поропласт полиуретановый эластичный марки ППУ-ЭТ; $\rho \approx 40$ кг/м³; размеры пластины 0,2×0,4÷1,0; толщина 0,5 — 30 см; материал горюч и слабо токсичен при горении; $\rho_s/\rho_0 c_0 \approx 4$.

Звукоизолирующие материалы характеризуются плотностью, динамическим модулем упругости E_0 , коэффициентом внутренних потерь η и удельным акустическим сопротивлением ρ_s . В таблице 4.6 приведены некоторые звукоизолирующие материалы.

Таблица 4.6 – Параметры распространенных звукоизолирующих материалов

Материал	ρ , кг/м ³	E , Па	η	ρ_s , Па·с/м
Сталь	7800	21·10 ¹⁰	0,3·10 ⁻³	45·10 ⁶
Алюминиевые сплавы	2700	7·10 ¹⁰	0,4·10 ⁻³	14·10 ⁶
Стеклопластик	1800	1,4·10 ¹⁰	12·10 ⁻³	5·10 ⁶
Стекло силикатное	2600	7·10 ¹⁰	0,8·10 ⁻³	13·10 ⁶
Пластик-гетинакс	1400	1,3·10 ¹⁰	20·10 ⁻³	4,3·10 ⁶
Пиломатериалы хвойные	510	1,1·10 ¹⁰	15·10 ⁻³	2,5·10 ⁶
Плиты отделочные	800	0,3·10 ¹⁰	10·10 ⁻³	1,5·10 ⁶

4.5.1 Нормирование звукоизоляции рабочих мест

Согласно действующим ГОСТам уровни звукового давления на рабочих местах не должны превышать допустимые, определенные соответствующими нормами.

Для определения требуемого снижения шума следует выполнять расчет для каждого источника шума, если на рабочее место воздействует шум от нескольких источников, отличающихся один от другого менее чем на 10 дБ.

Для одного источника требуемая звукоизоляция R_{mp} , дБ, в данной октавной полосе определяется соотношением

$$R_{mp} = L_p - L_{доп} + 5, \quad (4.56)$$

где $L_{доп}$ — допустимые уровни звукового давления на рабочем месте или в рабочей зоне, дБ;

L_p — уровень, измеренный или рассчитанный на рабочем месте для данного источника, дБ.

Для n источников

$$R_{mp} = L_p - L_{доп} + 10 \lg n + 5. \quad (4.57)$$

Если разность уровней более 5 дБ, то следует по формуле (4.57) принимать за n число источников с высокими уровнями, а для менее шумных производить расчет по формуле

$$R_{mp} = L_p - L_{доп} + 10 \lg(n - n_1) + 5, \quad (4.58)$$

где n_1 — общее число источников. В число источников должны включаться все агрегаты и установки, а также элементы ограждающих конструкций.

Общее снижение уровней звукового давления в октавных полосах при одновременной работе всех источников шума

$$\Delta L = L_{общ} - L_{доп}, \quad (4.59)$$

где $L_{общ}$ — общий уровень, определяемый в октавной полосе, дБ.

Указанные величины $R_{тр}$ определяют звукоизоляцию, обеспечивающую нормальные условия труда на рабочем месте и охрану здоровья трудящихся.

4.5.2 Нормы звукоизоляции ограждающих конструкций

По строительным нормам и правилам СНиП 11-12 — 77 нормируется индекс изоляции воздушного шума ограждающей конструкции I_v , дБ, жилых и общественных зданий, а также вспомогательных зданий и помещений промыш-

ленных предприятий и индекс приведенного уровня ударного шума под перекрытием I_y , дБ.

Индекс изоляции воздушного шума I_B , дБ, ограждающей конструкцией с известной (рассчитанной или измеренной) частотной характеристикой этой изоляции находится по формуле

$$I_B = 50 + \Delta_B, \quad (4.60)$$

где Δ_B — поправка, определяемая путем сравнения частотной характеристики изоляции воздушного шума ограждающей конструкцией с нормативной.

Нормативная частотная характеристика изоляции воздушного шума ограждающей конструкцией представлена на рисунок 4.25. На этот график наносится частотная характеристика изоляции воздушного шума и определяется среднее неблагоприятное отклонение построенной характеристики от нормативной.

Неблагоприятными отклонениями следует считать отклонения вниз от нормативной частотной характеристики. Среднее неблагоприятное отклонение принимается равным 1/18 суммы неблагоприятных отклонений.

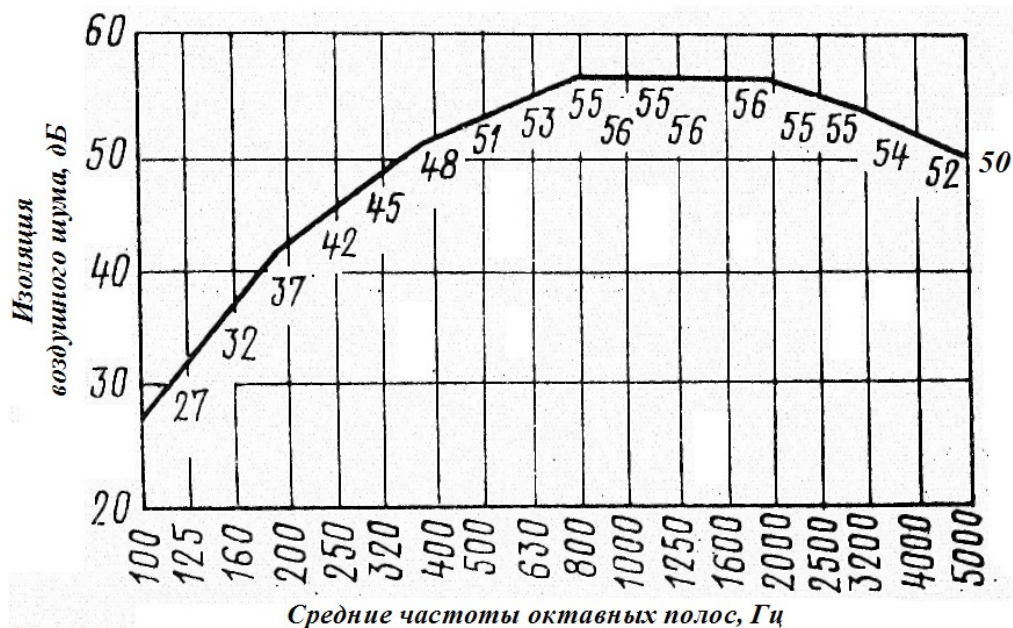


Рисунок 4.25 - Нормативная частотная характеристика изоляции воздушного шума ограждающей конструкцией

Если среднее неблагоприятное отклонение не превышает 2 дБ, а максимальное не превышает 8 дБ, то поправка $\Delta_B = 0$; если же среднее превышает 2 дБ или максимальное — 8 дБ, то нормативная частотная характеристика смещается вниз на целое число децибел так, чтобы среднее и максимальное неблагоприятные отклонения от смещений нормативной характеристики не превышали

заданных величин. В этом случае поправка Δ_b отрицательна и равна величине смещения нормативной частотной характеристики.

Если среднее неблагоприятное отклонение значительно меньше 2 дБ, нормативная частотная кривая смещается вверх на целое число децибел так, чтобы среднее неблагоприятное отклонение приблизилось к 2 дБ и максимальное — не превышало 8 дБ. При этом поправка Δ_b положительна и равна величине смещения нормативной частотной характеристики.

Такой же подход характерен и для вычисления поправки Δ_y по графику, приведенному на рисунке 4.26. необходимо на него нанести частотную характеристику приведенного уровня ударного шума и определить среднее и максимальное неблагоприятные отклонения. В этом случае среднее неблагоприятное отклонение определяется как 1/16 суммы неблагоприятных отклонений. Остальная процедура определения поправки Δ_y — такая же, как и для Δ_b . Нормативные индексы изоляции воздушного шума ограждающими конструкциями I_b , дБ, и приведенного ударного шума под перекрытием I_y в жилых и общественных зданиях, а также вспомогательных зданиях и помещениях промышленных предприятий принимаются по таблице 4.6, причем

$$I_y = 70 - \Delta_y \quad (4.61)$$



Рисунок 4.26 - Нормативная частотная характеристика приведенного уровня ударного шума под перекрытием

Нормируемый параметрами звукоизоляции ограждающих конструкций производственных зданий, а также ограждающих конструкций, отделяющих защищаемые от шума помещения от помещений с источниками шума, не характерными для помещений, перечисленных в таблице 4.7, являются величины изоляции воздушного шума R_{mp} , дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000, 8000 Гц.

Требуемая изоляция R_{mpi} при проникновении шума из одного помещения в другое находится по формуле

$$R_{mpi} = L_{ш} - 10 \lg B_n + 10 \lg S_i - L_{дон} + 10 \lg n \quad (4.62)$$

где $L_{ш}$ — октавный уровень звукового давления в не защищаемом от шума помещении в зоне отраженного звука,

$$L_{u_i} = L_p - 10 \lg B_n + 10 \lg \psi + 6, \quad (4.63)$$

L_p — октавный уровень звуковой мощности источника шума, дБ;

B_n — постоянная помещения;

ψ — коэффициент, учитывающий нарушение диффузности звукового поля и определяемый экспериментально или по графику (рисунок 4.27);

Таблица 4.7 – Нормативные индексы изоляции воздушного и приведенного ударного шума

Пункт по ГОСТ	Характер ограждающей конструкции Жилые здания	Индекс изоляции воздушного шума, дБ	Индекс приведенного уровня ударного шума, дБ
1	2	3	4
1	Перекрытия между помещениями квартир	50	67
4	Перекрытия между помещениями квартир и расположенными внизу магазинами	55	67
8	Стены и перегородки между квартирами, между помещениями квартиры и лестничными клетками, холлами, коридорами, вестибюлями	50	
13	Входные двери квартир, выходящие на лестничные клетки в холлы, вестибюли и коридоры	30	
14	Лестничные клетки и марши Гостиницы		67
17	Перекрытия, отделяющие номера от помещений общего пользования для номеров первой категории Здания управлений, партийных и общественных организаций	50	67
22	Перекрытия между рабочими комнатами, кабинетами, секретариатами и отделяющими их от помещений общего пользования	45	75
23	Перекрытия, отделяющие рабочие комнаты, кабинеты от рабочих, не защищаемых от шума помещений (машбюро, телетайпные залы)	49	70
27	Больницы и санатории		
27	Перекрытия между палатами, кабинетами врачей	45	70
30	Перекрытия, отделяющие палаты, кабинеты от столовых, кухонь Школы и другие учебные заведения	60	50

1	2	3	4
34	Перекрытия между классными помещениями, учебными кабинетами и аудиториями и отделяющие классные помещения от помещений общего пользования (коридоры, вестибюли, холлы) Детские ясли, сады	45	70
40	Перекрытия между групповыми комнатами, спальнями и между другими детскими комнатами Вспомогательные здания и помещения промышленных предприятий	45	70
44	Перекрытия между помещениями для отдыха, учебных занятий, здравпунктами, рабочими комнатами управлений и конструкторских бюро, кабинетами, помещениями общественных организаций и отделяющие эти помещения от помещений общего пользования (вестибюлей, гардеробных)		
45	Перекрытия между помещениями лабораторий, красных уголков, залами для собраний, столовыми и отделяющие эти помещения от помещений по п.44	49	70

Продолжение таблицы 4.7

S_i — площадь ограждающей конструкции;

$L_{\text{дон}}$ — допустимый октавный уровень звукового давления в защищаемом помещении, дБ;

Или по формуле

$$L_{\text{ш}} = 10 \sum_{i=1}^n 10^{0,1L_{pi}} - 10 \lg B_n + 10 \lg \psi + 6, \quad (4.64)$$

где L_{pi} — уровни звуковой мощности источников, дБ.

При проникновении шума из помещений на прилегающую территорию (в атмосферу) требуемая звукоизоляция определяется по формуле

$$R_{mpi} = L_{\text{ш}} + 10 \lg S_i - 15 \lg r_i - L_{\text{донт}} + 10 \lg n - 11, \quad (4.65)$$

где $L_{\text{донт}}$ — допустимый уровень звукового давления на прилегающей территории, дБ.

При проникновении шума с прилегающей территории в изолируемое помещение требуемая звукоизоляция равна

$$R_{mpi} = L_{\text{нар}} + 10 \lg S_i - 10 \lg B_n + 6 - L_{\text{донт}} + 10 \lg n, \quad (4.66)$$

где $L_{нар}$ — суммарный октавный уровень звукового давления, дБ, от всех источников шума в двух метрах от рассматриваемой ограждающей конструкции, определяемый по формуле

$$L_{нар} = L_p + 15 \lg r + 10 \lg \Phi - (\beta_a r / 1000) - 10 \lg \Omega \quad (4.67)$$

где L_p — октавный уровень звуковой мощности источника шума, дБ;

Φ — фактор направленности источника шума, определяемый из опыта, для ненаправленных источников $\Phi=1$;

r — расстояние от источника шума до расчетной точки, м;

Ω — пространственный угол излучения звука, равный для источников шума в пространстве 4π , а для источников на поверхности земли или ограждающих конструкций - 2π ; в двугранном угле $\Omega = \pi$;

β_a — затухание звука в воздухе, дБ/км, принимаемое по таблице 4.8

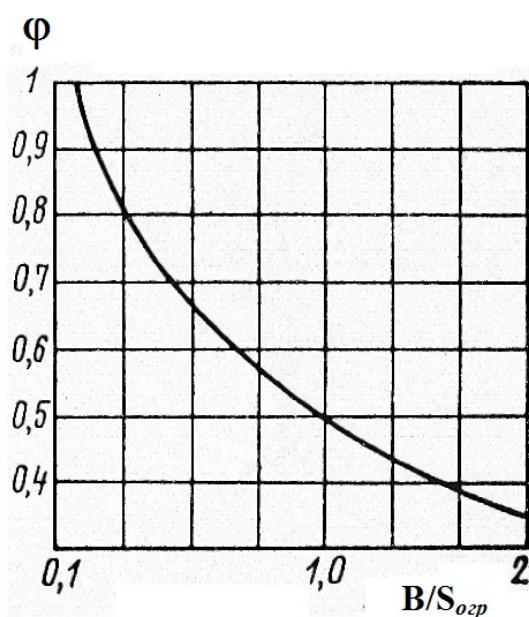


Рисунок 4.27 - График для определения коэффициента ψ

Таблица 4.8 – Затухание звука в воздухе

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

Для определения значения B_n в октавных полосах, m^2 , на среднегеометрической частоте 1000 Гц (B_{1000}) значение находится из таблице 7.9 в зависимости от объема и характера помещения.

На других частотах значение B_n находится из выражения $B_n = B_{1000} \mu$, где μ выбирается из таблицы 4.10

Таблица 4.9 – Постоянная помещения V_{1000} в зависимости от типа и характера помещения

Тип помещения	Описание помещения	Постоянная помещения
1	С небольшим числом людей – цехи металлообработки, машинные залы, испытательные стенды	$V/20=0,5V$
2	С жесткой мебелью и большим числом людей или без людей с мягкой мебелью – ткацкие и деревообрабатывающие цехи, лаборатории, кабинеты	$V/10=0,1V$
3	С большим числом людей и мягкой мебелью - аудитории, рестораны, торговые залы, конструкторские бюро, вокзалы, библиотеки	$V/6=0,17V$
4	Помещения со звукопоглощающей облицовкой потолка и части стен	$V/1,5=0,7V$

Таблица 4.10 – Определение частотной постоянной помещения μ

Объем помещения, м ³	Среднегеометрическая частота, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
200	0,8	0,75	0,7	0,8	1	1,4	1,8	2,5
200-1000	0,65	0,62	0,64	0,75	1	1,5	2,4	43,2
1000	0,5	0,5	0,55	0,7	1	1,6	3,0	6

4.5.3 Звукопоглощающие конструкции и экраны

Звукопоглощающие конструкции (облицовка поверхностей ограждающих конструкций или штучные звукопоглотители) применяются для снижения уровня звукового давления на рабочих местах и местах постоянного пребывания людей в производственных и общественных зданиях. Облицовка размещается на потолке и стенах помещения. Штучные поглотители применяются (если облицовка не достигает цели) над отдельными источниками шума.

Звукопоглощающие экраны, устанавливаемые между источником шума и защищаемым от шума местом, используются также для снижения уровня шума на рабочих местах в производственных и общественных зданиях и местах постоянного пребывания людей и в селитебной зоне городов.

Звукопоглощающие конструкции применяются тогда, когда требуемое снижение шума ΔL , дБ, в расчетных точках в отраженном поле превышает 3 дБ

не менее чем в трехоктавных полосах или 5 дБ хотя бы в одной полосе; на рабочих местах — если превышает соответственно 1 и 3 дБ.

Максимальное снижение, которого можно добиться, — 10—12 дБ в отраженном поле и 4—5 дБ на рабочих местах.

Величина максимального снижения уровня звукового давления, дБ, в каждой октавной полосе при применении звукопоглощающих конструкций в расчетной точке, расположенной в зоне отраженного звука, находится из формулы

$$\Delta L = 10 \lg(B_1 \psi / B_n \psi_1), \quad (4.68)$$

где B_n — постоянная помещения, определенная ранее (до установки звукопоглощающих конструкций);

B_1 — постоянная помещения, m^2 , после установки в нем поглощающих конструкций;

ψ и ψ_1 — коэффициенты, определяемые по графику, приведенному на рисунке 4.27

Постоянная помещения B_1 находится из формулы

$$B_1 = (A_1 + \Delta A) / (1 - \alpha), \quad (4.69)$$

где A_1 — величина звукопоглощения ограждающих конструкций помещения, m^2 , на которых нет звукопоглощающей облицовки, равная

$$A_1 = \alpha (S_{опр} - S_{обл}), \quad (4.70)$$

α — средний коэффициент звукопоглощения до устройства звукопоглощающей облицовки, находимый по формуле

$$\alpha = B / (B + S_{опр}), \quad (4.71)$$

$S_{опр}$ — общая площадь ограждающих конструкций, m^2 ;

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

ΔA — величина звукопоглощения примененными звукопоглощающими конструкциями, равная

$$\Delta A = \alpha_{обл} S_{обл} + A_{шт} n_{шт}, \quad (4.72)$$

$\alpha_{обл}$ — реверберационный коэффициент звукопоглощения выбранной конструкции облицовки в октавной полосе частот;

$A_{шт}$ — звукопоглощение штучного звукопоглотителя, m^2 ;

$n_{шт}$ — количество штучных звукопоглотителей;

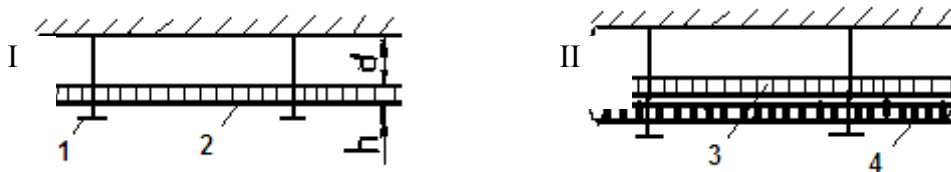
α_1 — средний коэффициент звукопоглощения помещения со звукопоглощающими конструкциями,

$$\alpha_1 = (A_1 + \Delta A) / S_{озр}, \quad (4.73)$$

Если провести несложные алгебраические выкладки, то можно значение B_1 определять по формуле

$$B_1 = \frac{[(\alpha_{обл} S_{обл} + A_{ум} n_{ум})(B + S_{обл}) + B(S_{озр} - S_{обл})] S_{озр}}{(S_{озр} - \alpha_{обл} S_{обл} - A_{ум} n_{ум})(B + S_{озр}) - B(S_{озр} - S_{обл})}. \quad (4.74)$$

Характеристики некоторых типовых звукопоглощающих конструкций представлены в таблице 4.11 (вид конструкции приведен на рисунке 4.28).



I – звукопоглощающие облицовки без внешней защиты; II – звукопоглощающие облицовки с перфорированным покрытием; 1 – элемент крепления; 2 – звукопоглощающий материал; 3 – защитная оболочка; 4 – перфорированное покрытие

Рисунок 4.28 - Типы звукопоглощающих конструкций

Звукопоглощающие экраны используют при необходимости снижения шумности от 10 до 20 дБ в сочетании со звукопоглощающей облицовкой помещения. Толщина звукопоглощающего слоя, обращенного к источнику шума и размещаемого на твердой основе экрана, должна быть не менее 50—60 мм.

Величина снижения уровня звукового давления ΔL , дБ, при установке экранов определяется в каждой октавной полосе по формуле

$$\Delta L = 10 \lg \frac{10^{0,1L_0} + (4\psi / B_n) \sum_1^n 10^{0,1L_{pi}}}{10^{0,1(L_0 - \Delta L_{экр})} + (4\psi_2 / B_2) \sum_1^n 10^{0,1L_{pi}}}, \quad (4.75)$$

где L_0 — октавный уровень звукового давления, дБ, в расчетной точке от того источника шума, для которого устанавливается экран;

L_{pi} — октавный уровень звуковой мощности, дБ, каждого из источников звука в помещении;

$\Delta L_{\text{экp}}$ — звукоизоляция экрана;

B_2 — постоянная помещения после установки в нем устройств звукоглушения (включая экран),

$$B_2 = (A_1 + \Delta A + \Delta A_{\text{экp}}) / (1 - \alpha); \quad (4.76)$$

$$\Delta A_{\text{экp}} = \alpha_{\text{обл}} \sum_1^m S_{k\text{экк}};$$

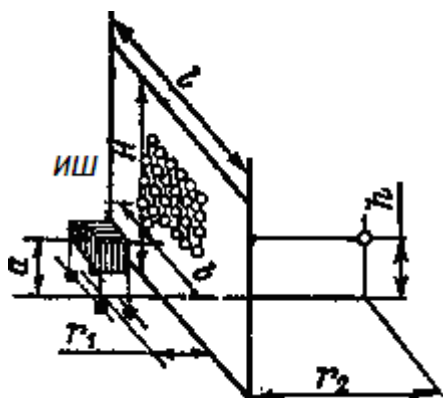
S_k — площадь k -го экрана (если экран облицован с двух сторон, то $1,5S_k$);

ψ и ψ_2 — коэффициенты до и после установки звукопоглощающего устройства по графику, приведенному на рисунке 4.27;

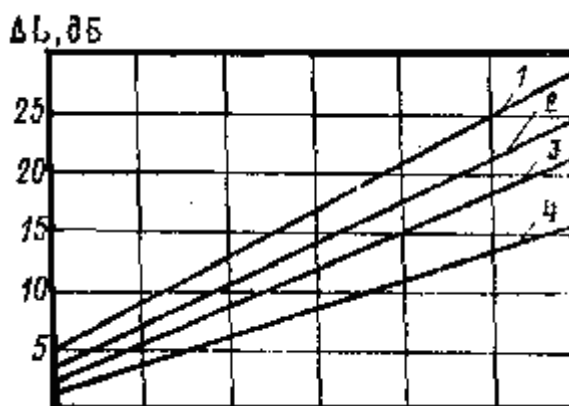
α_2 — средний коэффициент звукопоглощения, определяемый по формуле

$$\alpha_2 = (A_1 + \Delta A + \Delta A_{\text{эф}}) / S_{\text{огр}}. \quad (4.77)$$

а)



б)



1 — $1/b=5$; $M/a=5$; 2 — $1/b=2$; $M/a=5$; 3 — $1/b=4,5$; $M/a=2,5$; 4 — $1/b=1,75$; $M/a=2,5$

Рисунок 4.29 - Размеры элементов акустических экранов (а) и их усредненные частотные характеристики (б)

Линейные размеры экранов должны быть не менее чем в три раза больше линейных размеров источников звука.

Усредненные характеристики эффективности акустических экранов приведены на рисунке 4.29 (ИШ — источник шума).

Таблица 4.11 – Характеристики типовых звукопоглощающих конструкций

Номер конструкции	Название и характер конструкции	Плотность, кг/м ³	Толщина слоя поглотителя, мм	Толщина воздушного промежутка, мм	Коэффициент звукопоглощения α на частоте, Гц							
					63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
I	Плиты минераловатные, ПА/о	150	20	50	0,02	0,05	0,42	0,95	0,9	0,79	0,45	0,19
I	То же, П/с	150	20	50	0,02	0,12	0,36	0,88	0,94	0,84	0,8	0,65
I	Плиты «Акминит»	400	20	200	0,3	0,48	0,71	0,7	0,79	0,77	0,62	0,59
I	Плиты АПГ гипсовые	80	20	50	0,03	0,09	0,49	0,91	0,88	0,69	0,34	0,29
I	Маты из супертонкого базальтового волокна с оболочкой из стеклоткани	20	50	0	0,1	0,2	0,9	1,0	1,0	0,95	0,95	1,0
II	Гипсовая перфорированная лена с минеральной ватой и стеклотканью	80	60	6	0,1	0,31	0,7	0,95	0,69	0,59	0,5	0,3
II	Минеральные ваты, стеклоткань, лист перфорированный	100	100	0	0,11	0,35	0,75	1,0	0,95	0,9	0,92	0,95
II	Просечно-вытяжной лист перфорированный (74%), супертонкое стекловолокно, стеклоткань	15	100	0	0,15	0,47	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	0,95
II	Гипсовая перфорированная (13%) штукатурка с супертонким стекловолокном и стеклотканью	15	100	250	0,4	0,73	1,0	1,0	1,0	1,0	0,92	0,8
II	Просечно-вытяжной лист, супертонкое стекловолокно, стеклоткань перфорированная (74%)	15	100	250	0,5	0,93	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0

4.5.4 Звукоизоляция жилых застроек

Снижение уровней звука на территории или в помещениях, защищаемых от шума (особенно шума транспортных потоков), может также осуществляться экранами, размещаемыми между источниками шума и защищаемым объектом.

В качестве экранов этого рода могут применяться элементы рельефа местности (выемки, насыпи), административные здания и специальные защитные стенки, размещаемые вдоль жилых построек сплошной застройкой.

Снижение уровней звука полосами зеленых насаждений, составляет от 4 до 12 дБ при наиболее удачном варианте (кроны сомкнуты, низ заполнен кустарником). Ограждения этого типа дают эффект только в период, когда насаждения покрыты листвой.

Снижение шума экранами возможно до 24 дБА при оптимальных уровнях их установки. Чем ближе экран к источнику шума, тем его действие эффективнее, особенно если измеряется точка, расположенная недалеко от экрана.

Таблица 4.12 – Величина снижения уровня звука для расчетных значений

δ , м	0,005	0,06	0,14	0,28	0,5	0,8	0,4	2,4	6,0
ΔL , дБ	6	10	12	14	16	18	20	22	24

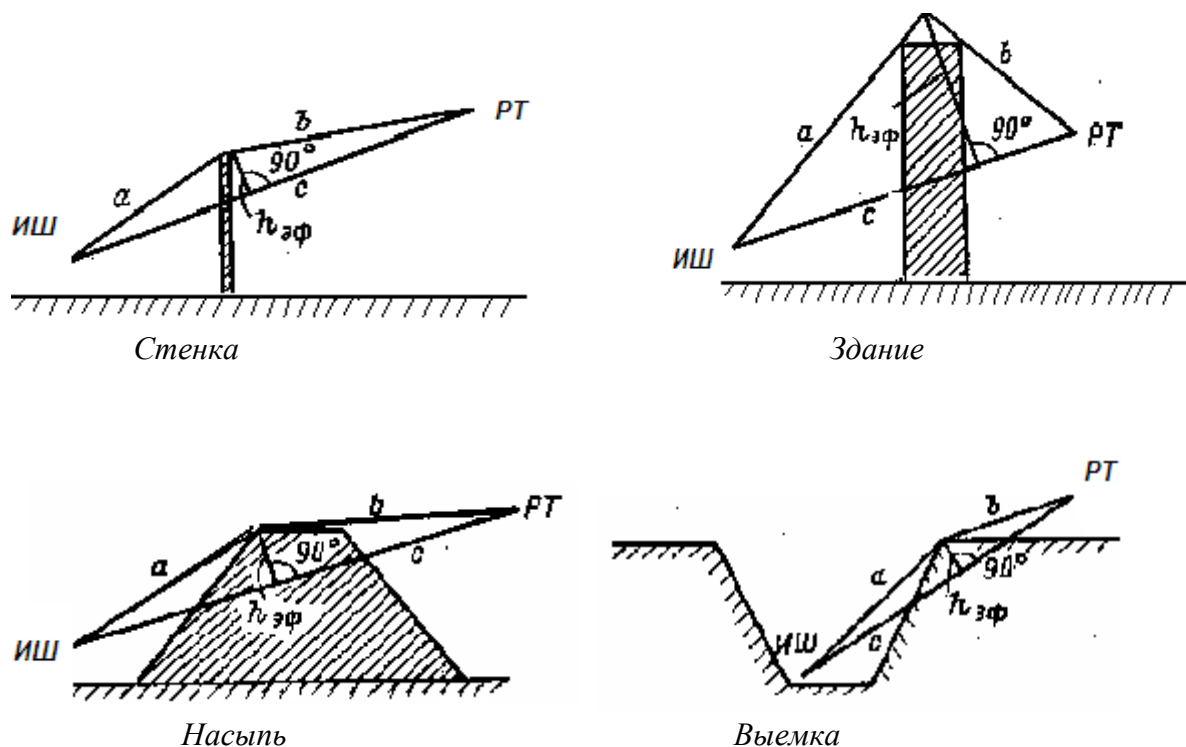


Рисунок 4.30 - Расчетные размеры для определения снижения уровня звука экранами

Расчетные схемы для определения снижения уровня звука экранами ΔL показаны на рисунке 4.30. Величина снижения может быть получена, если рассчитать значение $\delta = a + b - c$ и по таблице 4.12 найти соответствующие ΔL .

4.6 Глушители шума

4.6.1 Основные типы глушителей

Для снижения воздушного шума, создаваемого газодинамическими установками, содержащими участки с движением газа, используются глушители шума. Их главное назначение — существенно снизить шум, вызываемый потоком газа на выходе канала, где происходит выпуск газов в атмосферу. Совершенно очевидно, что в отличие от устройств звукоизоляции и звукопоглощения, в которых основной функцией в большинстве случаев является решение акустической задачи (исключение — окна, выполняющие еще и оптические задачи), в глушителях кроме главной задачи не должны существенно изменяться производительность канала по выпуску газов, циркуляции воздуха и заметно падать КПД.

Глушители шума согласно ГОСТ 12.1.029—80 разделяются на три типа — абсорбционные, реактивные и комбинированные. В абсорбционных глушителях (в литературе их чаще называют активными) уменьшение шума за глушителем вызывается превращением звуковой энергии набегающих волн в тепло в элементах глушителя. В реактивных (также называемых отражающими, рефлексными) это уменьшение обуславливается отражением энергии набегающих звуковых волн. Глушители, в которых наблюдаются и диссипация, и отражение звуковой энергии, называют комбинированными.

С акустической точки зрения глушитель может рассматриваться как звукоизолирующее или звукопоглощающее устройство и характеризоваться теми же выражениями, которые были приведены ранее.

4.6.2 Абсорбционные глушители

Абсорбционные глушители основаны на использовании в каналах (трубопроводах) звукопоглощающего материала, главным образом пористых поглотителей. При этом потери вызываются вязким трением в порах при движении в них воздуха, теплообменом между воздухом в порах и скелетом материала, а также внутренним трением при деформации скелета. При падении звуковой волны на поверхность пористого материала любой толщины, переменный поток воздуха разбивается по отдельным порам, колебательная скорость частиц при этом возрастает, по сравнению со скоростью в свободной волне, вследствие чего происходит эффективное поглощение энергии звуковой волны. Активные глушители применяют для снижения шума, имеющего характер сплошного спектра (а также дискретного спектра с большим числом гармонических составляющих).

Отметим, что в значительном числе случаев (особенно на выпуске энергетических установок) в каналах глушителей протекают газы с высокой температурой и большой скоростью потока. Часто газовая среда является агрессивной.

Это определяет особые требования к звукопоглощающим материалам для глушителей.

Глушитель абсорбционного типа обычно представляет канал, облицованный звукопоглощающим материалом. Он выполняется в виде ряда прямоугольных или круглых каналов (сотовый глушитель) или параллельных плоских щитов, установленных в канале (пластинчатый глушитель). Часто по конструктивным соображениям и для увеличения затухания (путем увеличения длины) каналы имеют изогнутую форму.

Известны типовые конструкции абсорбционных глушителей звука в виде прямого, сотового, пластинчатого, криволинейного каналов, а также камерного глушителя с экраном (рисунок 4.31).

1 – сотовый; 2 – пластинчатый; 3 – криволинейный; 4 – однокамерный; 5 – камерный пластинчатый; 6 – камерный с экранами

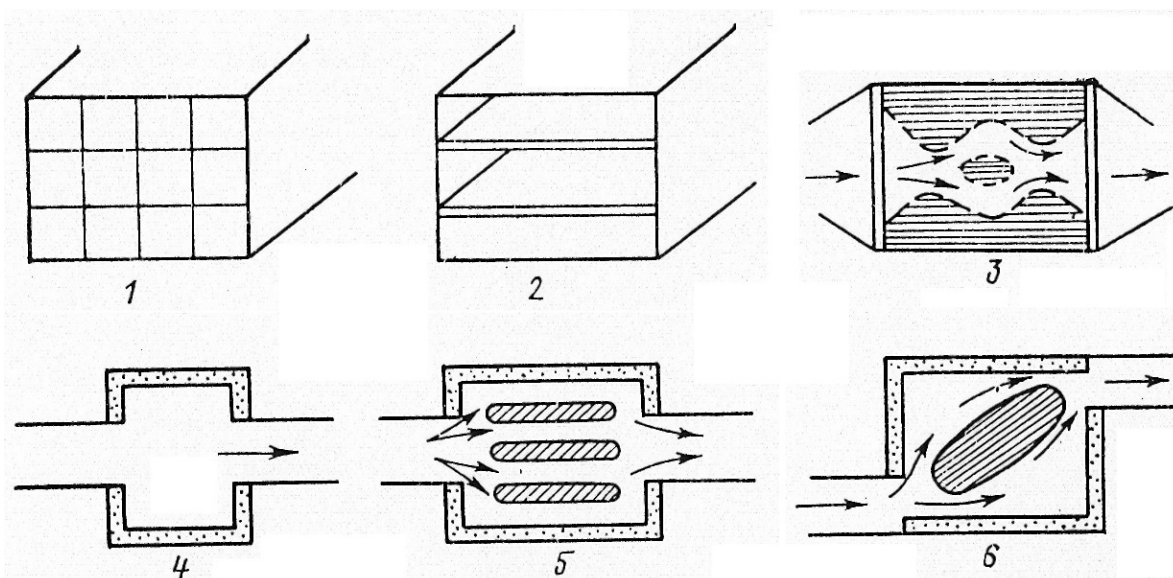


Рисунок 4.31 - Типовые конструкции активных глушителей шума

Для оценки акустических свойств конструкции глушителя используется нормальный акустический импеданс — отношение звукового давления к нормальной компоненте скорости частиц на поверхности материала — это комплексная величина, имеющая вид

$$Z_a = R_a + jX_a, \quad (4.78)$$

где R_a , X_a — активная и реактивная компоненты импеданса.

Нормальный акустический импеданс, характеризующий затухание шума в глушителе, может быть вычислен для конструкций со слоем пористого материала, если известны акустические параметры материала — постоянная распро-

странения γ и волновое сопротивление ω . Эти комплексные величины записываются в виде

$$\gamma = \beta + jk; \quad \omega = \omega_2 + j\omega_i, \quad (4.79)$$

где β — ослабление амплитуды звуковой волны на единицу длины пути (затухание);

k — фазовая постоянная, характеризует скорость распространения звука в среде.

Волновое сопротивление (удельное акустическое сопротивление) характеризует импеданс бесконечной среды.

Указанные величины имеют, как правило, сложную частотную зависимость для каждого материала. Значения ω_r и ω_i , β и k приведены в таблице 4.13.

Перфорированное защитное покрытие позволяет управлять частотной характеристикой поглощения слоя материала в довольно широком диапазоне частот. При коэффициенте перфорации (отношение площади отверстий к общей площади покрытия) больше 20 % перфорированное покрытие практически звукопрозрачно и не влияет на акустическую характеристику

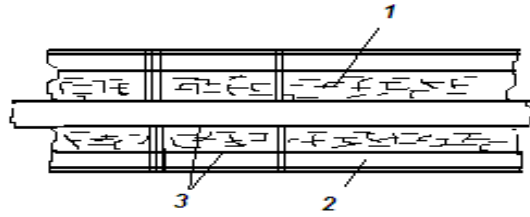
Таблица 4.13 – Акустические характеристики звукопоглощающих материалов

Материал	Параметр	Частота, Гц			
		125	250	500	1000
Стекловолоконная вата; $\rho = 140$ мг/м ³ ; $d_{\text{волокна}}=20$ мм	$\omega_r/\rho_0 c_0$	2,6	3,7	2,8	2,2
	$\omega_i/\rho_0 c_0$	2,4	1,7	1,8	0,7
	B	3,4	7,2	11	19,6
	K	30	52	55	50
Строительный гравий, $\rho = 1500$ мг/м ³ ; $d = 3-5$ мм	$\omega_r/\rho_0 c_0$	3,3	4	3,2	2,8
	$\omega_i/\rho_0 c_0$	12	0,8	-1	-1,5
	B	2	4	4	7
	K	4	9	16	22

облицовки (пористого слоя); при меньшем коэффициенте перфорации поглощение улучшается на низких частотах, но ухудшается на высоких. Кроме того, используя резонансные свойства перфорированного слоя, можно получить высокое звукопоглощение в заданном узком диапазоне частот.

4.6.3 Облицованные каналы

Глушитель этого типа состоит из внутренней перфорированной трубы или металлической сетки и герметичного кожуха, между которыми находится звукопоглощающий материал (рисунок 4.32) . Чтобы звук не распространялся по пористому материалу вдоль канала, внутри облицовки устанавливаются поперечные перегородки. Зазор между внутренней сеткой и кожухом может быть заполнен поглотителем целиком или частично.



1 – поглотитель; 2 – воздушный зазор (его может не быть); 3 – перфорированный лист или сетка

Рисунок 4.32 - Глушитель в виде облицованного канала

Размеры внутренней трубы лучше выбирать равными размерам канала вне глушителя. Тогда производительность канала сохраняется, КПД его тоже меняется незначительно.

До частоты f_0 в канале распространяется только нулевая мода (плоская волна). Эта частота определяется поперечными размерами канала и скоростью звука в газе c :

$$f = c / 2a , \quad (4.80)$$

где a — наибольший размер поперечного сечения канала.

Входной акустический импеданс Z_{BX} слоя толщиной δ определяется по формуле

$$Z_{BX} = \omega \frac{Z_0 ch\delta\gamma + \omega sh\gamma\delta}{Z_0 sh\delta\gamma + \omega ch\gamma\delta} , \quad (4.81)$$

где Z_0 — импеданс основания, на котором расположен звукопоглощающий материал.

Если $Z_0 = \infty$, т. е. стенка является жесткой, то

$$Z_B = \omega cth\gamma\delta . \quad (4.82)$$

Импеданс воздушного промежутка, расположенного непосредственно у жесткой стенки, равен

$$Z_B = -j\rho_0 c_0 ctg(\omega\delta / c_0) , \quad (4.83)$$

где $\rho_0 c_0$ — удельное акустическое сопротивление воздуха.

Затухание в канале на единицу длины глушителя после 3—5 калибров (калибр — длина канала, равная его диаметру) является постоянным. За единицу длины глушителя принимается величина калибра, определяемая по формуле

$$d_s = 4S / \Pi , \quad (4.84)$$

где S — площадь проходного сечения, m^2 ;

Π — периметр облицованной части, м.

Частотная характеристика затухания в прямом канале имеет максимум, величина и частота которого зависят от свойств звукопоглощающего материала.

При расположении поглотителя на жесткой стенке максимум будет на частоте

$$f_k = c_{II} / 4\delta, \quad (4.85)$$

где c_{II} — скорость звука в поглотителе, м/с.

В этом случае на поверхности звукопоглощающего материала наблюдается максимум колебательной скорости, вызывающей наиболее эффективное поглощение звуковой волны.

Если применить воздушный зазор между стенкой и поглотителем, то максимум поглощения будет на частоте

$$f_k = c_{II} / 2\delta, \quad (4.86)$$

Затухание звука $\Delta\beta_k$, дБ, в глушителе пропорционально его длине l , периметру поперечного сечения $П$ и обратно пропорционально площади сечения канала S :

$$\Delta\beta_k = 1,1\alpha' П / S, \quad (4.87)$$

где α' - коэффициент, характеризующий поглощение шума облицовкой.

Для квадратного канала шириной D или круглого канала диаметром D затухание будет равно

$$\Delta\beta_k = 4,4\alpha' l / D, \quad (4.88)$$

Отсюда следует, что для увеличения эффекта надо уменьшать поперечный размер канала. Так как общее сечение канала должно быть сохранено, то рекомендуется сотовая или пластинчатая структура (рисунок 4.31).

Для определений заглушения сотового глушителя достаточно вычислить заглушение, даваемое одной ячейкой.

Затухание звука в пластинчатом глушителе, дБ, определяется тоже для одной ячейки по формуле

$$\Delta\beta_{пл} = 4,4\alpha' l / a, \quad (4.89)$$

где a — расстояние между пластинами, м.

В камерных глушителях затухание звука, в дБ, рассчитывается по формуле

$$\Delta\beta_{кам} = 10 \lg(\alpha S_{вн} / S), \quad (4.90)$$

где $S_{вн}$ — общая площадь облицованных звукопоглотителем поверхностей камеры, м².

В камерных глушителях можно устанавливать звукопоглощающие пластины. При равном с каналовым пластинчатым глушителем количестве пластин камерный пластинчатый глушитель обеспечивает большее заглушение звука вследствие эффекта расширительной камеры. Однако аэродинамическое сопротивление его больше, чем сопротивление первого глушителя. Акустический эффект облицованных звукопоглотителем поворотов каналов заметен на частотах выше критической, т. е. выше той, до которой волна остается плоской.

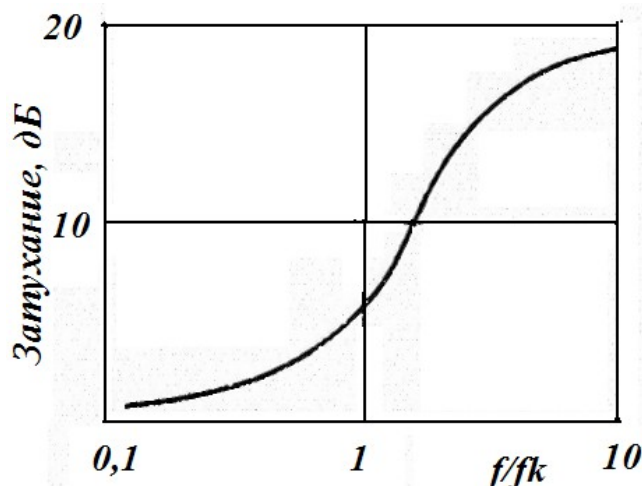


Рисунок 4.33 - Изменение затухания шума при повороте облицованного канала на 90° ($\alpha=0,8$ при $f > f_k$)

Затухание звуковой энергии по длине глушителей происходит неравномерно. Наиболее эффективно работают первые три калибра глушителя. При дальнейшем повышении длины глушителя его эффективность увеличивается слабее. При длине глушителя не более пяти калибров его затухание определяется по эмпирической формуле

$$\Delta \beta_k = \Delta \beta_1 [1 + 3 \lg(l / d_0)] \quad (4.91)$$

где $\Delta \beta_1$ — затухание первого калибра;

l — длина глушителя, м;

d_0 — эквивалентный диаметр канала, м.

Физически неравномерность заглушения объясняется изменением характера звукового поля по длине глушителя. Вначале преобладает суммарная энергия быстро затухающих нормальных волн высоких номеров; после третьего калибра доминирует энергия слабозатухающей основной волны, фронт которой как бы скользит вдоль поверхности звукопоглощающей облицовки. При $f > f_k$ эффективность глушителей сильно повышают повороты, обеспечивающие многократные отражения, сопровождающиеся поглощением звука.

На рисунке 4.33 показано увеличение затухания при повороте на 90° .

Экранные глушители так или иначе закрывают выход из трубопровода (рисунок 4.34).

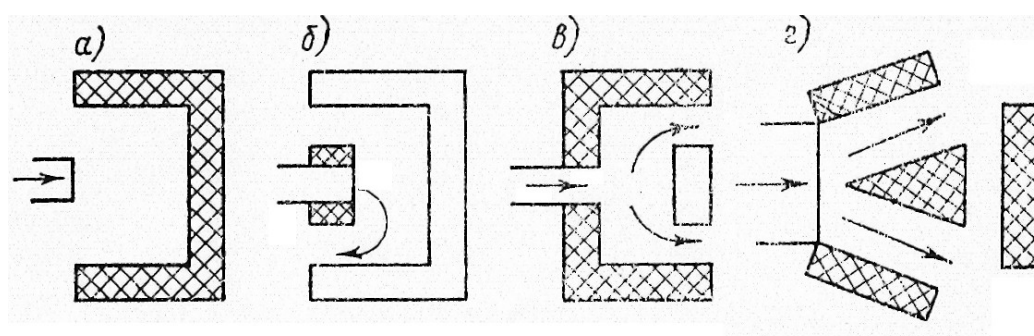


Рисунок 4.34 - Типовые конструкции а-г экранных глушителей звука (заштрихован поглотитель)

При использовании этого типа глушителей на выпуске двигателей необходимы температуростойкие поглотители. Обычно это минеральная вата, стекловолокно, асбестовые волокна.

4.6.4 Реактивные глушители

Реактивные глушители подразделяются на камерные, резонансные и комбинированные.

Камерные глушители представляют собой расширенную полость по сечению трубопровода, пропускающую без заметного ослабления колебания в некоторой области частот, а в других областях отражающие их в обратном направлении.

До частоты первого поперечного резонанса при $L/D > 0,5$ (L — длина камеры; D — её диаметр) камера работает как одномодовый волновод. Снижение шума ΔL , дБ, определяется при этом выражением

$$\Delta L = 10 \lg \left[1 + 0,25 \left(\frac{S_k}{\sqrt{S_1 S_2}} \right)^2 \sin^2 kL \right], \quad (4.92)$$

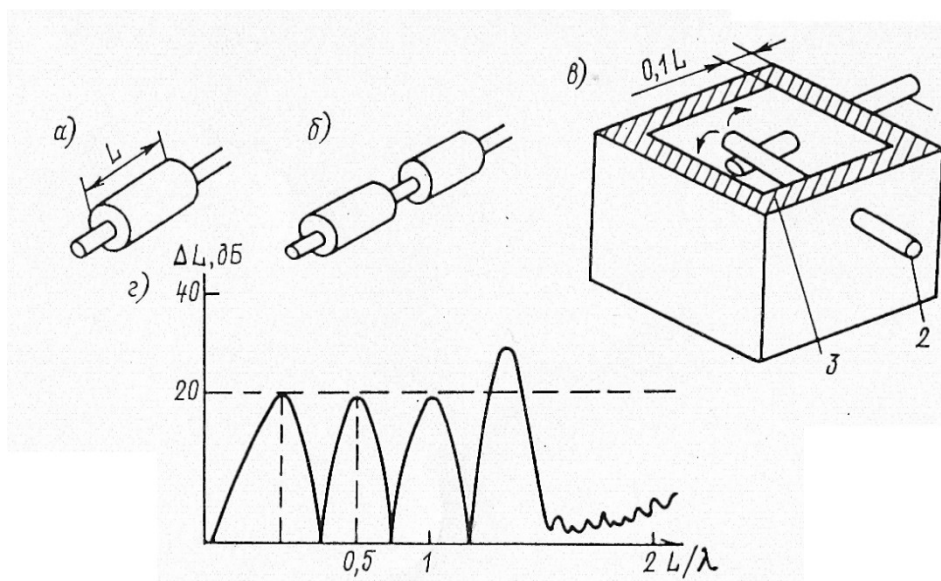
где S_1, S_2 — площади впускной и выпускной труб, m^2 ;

S_k — площадь поперечного сечения камеры, m^2 .

На рисунке 4.35 приведены характеристики снижения шума соосной цилиндрической камерой с отношением длины к диаметру $L/D = 2$.

Эффективность снижения шума растет до частоты, равной половине первой резонансной частоты камеры (т. е. при $f < c/4L = f_n$), затем до частоты первого поперечного резонанса камера имеет вид чередующихся полос затухания и на частотах выше f_n в камере возбуждаются продольные, поперечные и комбинированные резонансы объема, и ее эффективность снижается до 3 дБ. Характеристики камерных отражателей (глушителей) могут быть существенно улучшены путем изменения геометрии камеры, исключая провалы в частотной

характеристике затухания, расположения срезов впускной и выпускной труб в узлах низших собственных форм или так, чтобы осуществлялась компенсация одних форм колебаний другими.



а – однокамерный; б – двухкамерный; в – комбинированный; г – частотная характеристика снижения шума однокамерным глушителем; 1 – выпуск; 2 – впуск; 3 – поглотитель

Рисунок 4.35 - Конструкции реактивных камерных глушителей шума

Увеличением длины камеры сдвигают частоту первого максимума затухания в область низких частот. Обычно применяют две последовательные одинаковые камеры (рисунок 4.35, б), дальнейшее увеличение их числа нецелесообразно.

Резонансные глушители — это полости с жесткими стенками, сообщающиеся с трубопроводом через отверстия, реализуя таким образом резонаторы Гельмгольца. Их резонансная частота

$$f_r = 0,16cK_1^{1/2}V^{-1/2}, \quad (4.93)$$

где c — скорость звука в трубопроводе, м/с;

V — объем резонансной камеры, м³;

K_1 — акустическая проводимость отверстия,

$$K_1 = S / (l_r + 0,25\pi d) = 4S / (4l_r + \pi d), \quad (4.94)$$

где S — площадь сечения горла резонатора, м²;

l_r — длина горла резонатора, м;

d — диаметр отверстия, м.

Добротность этих резонаторов высока, следовательно, полоса рабочих частот — узка.

Величина затухания глушителя с ответвленным резонатором находится из приближенной формулы

$$\Delta L = 10 \lg \left\{ 1 + \left[\sqrt{K_1 V} f_1 f_r / 2S_1 (f^2 - f_r^2) \right]^2 \right\}, \quad (4.95)$$

где S_1 — площадь поперечного сечения основного трубопровода, м²;

f_1, f_r — резонансные частоты ответвленного и основного резонаторов,

Гц.

Для резонансных многокамерных глушителей расчет производится по формуле

$$\Delta L = 8,7 \text{ March} \left[\cos \left(k_2 l_1 \frac{f_1}{f_r} \right) + \frac{\sqrt{K_1 V} f_1 f_r}{2S_1 (f_1^2 - f_r^2)} \sin \left(k_2 l_1 \frac{f}{f_r} \right) \right], \quad (4.96)$$

где M — число камер;

l_1 — длина участка трубопровода между двумя резонаторами, м.

Использование резонансных многокамерных глушителей из идентичных камер, но с разным количеством и размерами отверстий позволяет изменять резонансную частоту и обеспечивать достаточное затухание в заданной полосе частот.

Заметим, что реактивные глушители используются обычно для снижения шума на низких частотах, где они, как правило, эффективнее абсорбционных глушителей. Большим достоинством реактивных глушителей является гладкость их поверхностей. Они не боятся запыления, засорения выбросами и легко очищаются.

Вместе с тем комбинированные камеры, включающие участки с поглотителем, наилучшим образом обеспечивают эффективность в широкой полосе частот. Поглотители помещают в узлах давлений (пучностях скоростей). В результате поглотители зачастую могут иметь довольно своеобразную форму, как например, на рисунке 4.35, в.

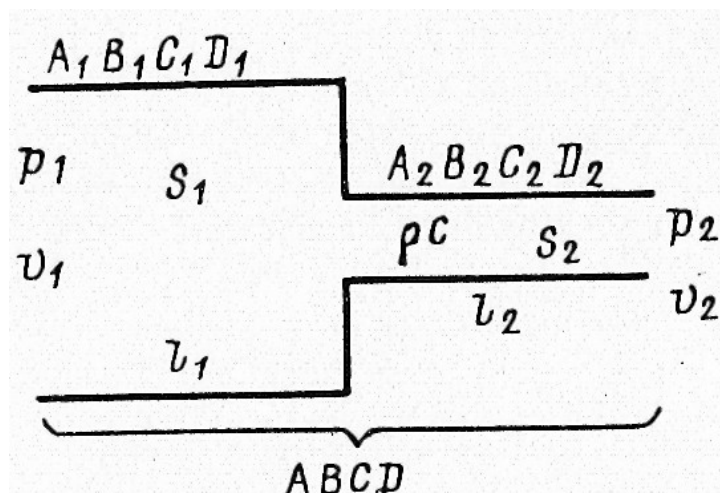


Рисунок 4.36 - Ячейка глушителя и трубопровод — элементы четырехполюсника

Расчет глушителей выполняется на основе метода четырехполюсников в предположении, что сопротивление нагрузки каждой камеры глушителя является неотражающим, т. е. отраженной волной можно пренебречь. Элементарная ячейка – глушитель и трубопровод – показана на рисунке 4.36. Уравнения четырехполюсника для такой ячейки в линейном приближении соотношений между давлениями и объемными колебательными скоростями следующие:

$$\begin{aligned} p_1 &= Ap_2 + Bv_2; \\ v_1 &= Cp_2 + Dv_2 \end{aligned} \quad (4.97)$$

Так как ячейка замкнута на неотражающее сопротивление Z , то

$$v_2 = p_2 / Z.$$

Тогда

$$\begin{aligned} p_1 &= p_2(A + B/Z) = p_2(ch\gamma l + sh\gamma l) = p_2 e^{\gamma l}; \\ v_1 &= v_2(CZ + D) = v_2(ch\gamma l + sh\gamma l) = v_2 e^{\gamma l}, \end{aligned}$$

где γ – постоянная распространения ячейки.
Заглушение ячейки, дБ,

$$(4.98)$$

Для нахождения $e^{\gamma l}$ подставляем p_1, v_1 в (7.97):

$$\begin{aligned} p_2 e^{\gamma l} &= Ap_2 + Bv_2; \\ v_2 e^{\gamma l} &= Cp_2 + Dv_2. \end{aligned}$$

Условием совместности уравнений является равенство нулю определителя

$$\begin{pmatrix} A - e^{\gamma l} & B \\ C & D - e^{\gamma l} \end{pmatrix}.$$

Откуда

$$e^{\gamma l} = \frac{A + D}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{A + D}{2}\right)^2 - 1},$$

а

$$\Delta \beta = 20 \lg \left[\frac{A+D}{2} + \sqrt{\left(\frac{A+D}{2} \right)^2 - 1} \right]. \quad (4.99)$$

Используется только знак «+», соответствующий наличию звукоизоляции.

Значение $(A+D)/2$ называется универсальным параметром ячейки глушителя, так как оно полностью определяет величину заглушения и полосу частот, в которой проявляется:

$$\begin{pmatrix} A & B \\ C & D \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} A_1 & B_1 \\ C_1 & D_1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} A_2 & B_2 \\ C_2 & D_2 \end{pmatrix}$$

для симметричного четырехполосника (т.е. такого, который допускает переворачивание его в схеме без изменения результатов) $A=D$. Тогда $A_1=D_1$ и $A_2=D_2$, а

$$\begin{pmatrix} A & B \\ C & D \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} A_1 & B_1 \\ C_1 & A_1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} A_2 & B_2 \\ C_2 & A_2 \end{pmatrix},$$

откуда $A = A_1 A_2 + B_1 C_2$; $D = C_1 B_2 + A_1 A_2$.

Для параметров составляющих симметричных четырехполосников получаем

$$\left. \begin{aligned} A &= \cos k_1 l_1 \cos k_2 l_2 - (S_2 / S_1) \sin k_1 l_1 \sin k_2 l_2; \\ D &= -(S_1 / S_2) \sin k_1 l_1 \sin k_2 l_2 + \cos k_1 l_1 \cos k_2 l_2; \\ \frac{A+D}{2} &= \frac{1}{2} \left[1 + \frac{1}{2} \left(\frac{S_1}{S_2} + \frac{S_2}{S_1} \right) \right] \cos k(l_1 + l_2) + \frac{1}{2} \left[1 - \frac{1}{2} \left(\frac{S_1}{S_2} + \frac{S_2}{S_1} \right) \right] \cos k(l_1 - l_2), \end{aligned} \right\} \quad (4.100)$$

где k – волновое число ($k_1 = k_2 = k$).

Заглушение ячейки увеличивается по мере роста отношения сечения камеры к сечению трубки и при увеличении длины камеры. Отношение l_2/l_1 определяет ширину полосы частот поглощения, достигающую максимума при $l_2/l_1=1$.

Суммарное затухание нескольких ячеек определяется суммированием затухания всех ячеек на данной частоте. На самом деле многокамерные глушители, как правило, не обеспечивают полного использования составляющих глушителей из-за резонансного взаимодействия камер через соединительную трубу, что обычно ведет к снижению эффективности всего глушителя в целом.

Здесь еще раз надо подчеркнуть, что реактивные глушители не поглощают звук, а только возвращают его обратно; если он и на этом пути не поглотится, то снова вернется на тот же участок.

Вообще, на низких частотах возникают резонансные колебания газа в трубах. Для снижения таких колебаний предусматриваются участки с наличием

потерь или же с рассеивателями в пучностях скорости. Это незначительные расширительные камеры (участки) с объемом порядка $0,6 V$ (где V – объем трубы). Их дополнительный эффект – 3–6 дБ.

Вопросы проектирования глушителей регламентируются СНиП 11-12–77.

Выбор конструкций глушителей следует производить в зависимости от размеров воздуховода (в системах вентиляции, кондиционирования и воздушного отопления), допускаемой скорости воздушного потока и требуемого снижения уровней шума.

Трубчатые глушители имеют размеры до 500×500 мм. При больших размерах – пластинчатые или камерные (сотовые в этих системах не допускаются).

Снижение уровней звукового давления (уровней шума) в камерных воздухозаборных устройствах определяется по формуле

$$\Delta L = \sum_1^n 10 \lg (A_i / S_{i\text{вых}}),$$

где $A_i = \alpha_i S_i$ – полное звукопоглощение;

α_i – реверберационный коэффициент звукопоглощения внутренних поверхностей камеры площадью S_i ;

$S_{i\text{вых}}$ – площадь свободного сечения выходного канала.

В помещениях для вентиляционного оборудования следует наружный кожух глушителя и воздуховод, находящийся в этом помещении, изолировать снаружи, чтобы октавные значения изоляции воздушного шума стенками глушителя и воздуховода были не меньше $R_{\text{пр}}$, дБ,

$$R_{\text{тр}} = L + 10 \lg S_{\text{кан}} - L_P + \Delta L_{P\text{ сум}} - 4, \quad (4.101)$$

где L – октавный уровень звукового давления в помещении для вентиляционного оборудования;

$S_{\text{кан}}$ – площадь поверхности глушителя;

L_P – октавные уровни звуковой мощности, излучаемой вентилятором в воздуховод;

$\Delta L_{P\text{ сум}}$ – суммарное снижение октавных уровней звуковой мощности на участках воздуховода от вентилятора до выхода из помещения (включая глушители).

Снижение уровней звуковой мощности в воздуховодах и поворотах, облицованных изнутри поглотителем, а также в глушителях следует определять экспериментально.

Глушители для газодинамических установок – это, как правило, глушители абсорбционного типа. Типы и размеры глушителей выбирают исходя также из температуры газа и необходимой площади свободного сечения глушителей.

Применяются вертикальные трубчатые глушители на всасывании воздуха компрессорных установок, а также на выхлопе компрессорных и мелких газодинамических установок.

Для турбокомпрессорных установок, крупных вентиляционных установок, в шахтах всасывания и подсоса воздуха турбореактивных двигателей устанавливают пластинчатые глушители шума (рисунок 4.31).

4.6.5 Глушители судовых двигателей внутреннего сгорания и газотурбинных установок

Для снижения шума выпуска дизельных двигателей используются реактивные глушители и комбинированные реактивно-активные глушители, в которых объем реактивного глушителя заполняется звукопоглощающим материалом для более эффективного снижения шума на средних и высоких частотах при больших скоростях потока.

Реактивные глушители для снижения шума более чем на 15 дБ делаются двухкамерными. Если в спектре шума заметны интенсивные тональные составляющие, применяют дополнительные резонансные глушители, настроенные на указанные частоты.

На всасывании и выпуске газотурбинных установок (ГТУ) используют пластинчатые глушители с поролоновой облицовкой. Вследствие высокого шума ГТУ на всасывании устанавливают два глушителя (последовательно) и облицовывают изнутри трубопровод поглотителем. На выпуске шум низкочастотный, поэтому глушители ставят с более толстыми пластинами и большими воздушными зазорами (толщина пластин равна зазору). Во избежание выдувания в качестве поглотителей применяют металлическую вату и сетки. На выпуске используют материалы с температурой плавления не менее 500 °С.

4.6.6 Глушители с насыпным поглотителем

Для борьбы с низкочастотными составляющими шума наиболее эффективны стационарные глушители с насыпным поглотителем, в качестве которого применяют гравий, щебенку и другие зернистые материалы. Их преимуществом является дешевизна и возможность осуществлять конструкции с заданным сопротивлением продуванию и произвольной толщиной. Это строительные конструкции – горизонтальные с каналами изогнутой формы и вертикальные, заполненные гравием. Величина затухания в таких поглотителях составляет 3–5 дБ на один калибр. Применение переменной толщины поглотителя, поворотов и изогнутой формы каналов облегчает достижение нужного поглощения в области высоких частот.

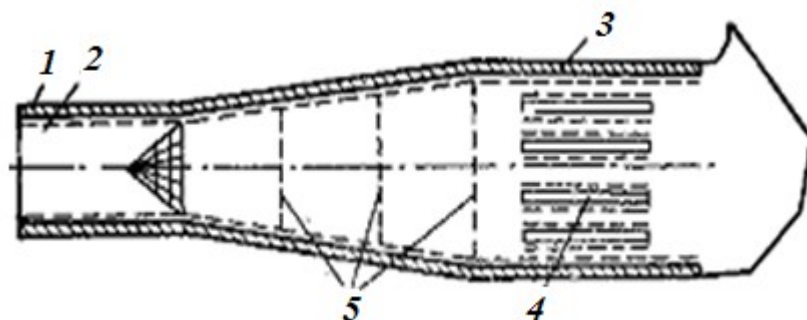
4.6.7 Глушители шума самолетных двигателей

На аэродромах при опробовании двигателей (после их замены) проводят испытания, во время которых создаются высокие уровни шума.

Строительство звукоизолированных ангаров дорого и не защищает обслуживающий персонал. Для снижения шума служат специальные аэродромные глушители, которые стыкуются с самолетом со стороны всасывания и выпуска (иногда только выпуска). Это передвижные мощные агрегаты, сочетающие устройства для понижения скорости струи с поглощением звука. Например, используется эффект разбиения струи на множество струек меньшего диаметра; с помощью диффузора снижается скорость струи; сетчатые экраны вызывают трансформацию спектра звуковой мощности – переносят его в область более высоких частот.

Трубчатый диффузорный глушитель – наиболее перспективный для этой цели, сочетающий активные действия на процесс шумообразования, снижение скорости потока и уменьшение шума звукопоглощающей облицовкой (рисунок 4.37). Он обеспечивает снижение шума в области максимального излучения до 30 дБ.

Для снижения температуры газов на форсажных режимах производят впрыскивание воды в глушитель.



1 – эжектор; 2 – диффузор; 3 – выпускная секция; 4 – звукопоглотитель; 5 – турбулизатор

Рисунок 4.37 - Трубчатый диффузорный глушитель

Для сверхзвуковых самолетов ТУ-144 применяют специальную систему снижения шума на аэродроме, состоящую из двух глушителей для всасывания и глушителя со звукопоглощающими панелями на выпуске.

Для самолетов «Конкорд» система аэродромных глушителей имеет массу 400 т и снижает шум выше 100 Гц на 35 дБ.

На самолетах широко применяют глушители разных типов.

4.6.8 Индивидуальные средства защиты от шума

Имеются три вида средств индивидуальной защиты (СИЗ) от шума: внутреннего (эндаурального) пользования – втулки, вкладыши и тампон; наружного пользования (экстрауральные) – наушники, шлемы и костюмы; смешанного типа – «полувтулки», располагающиеся у входа в наружный слуховой проход и требующие прижима оголовьем.

Основное назначение СИЗ – перекрыть наиболее чувствительный канал проникновения звука в организм – ухо человека. Эффективность СИЗ, как правило, максимальна в области высоких частот, наиболее вредных и неприятных для человека. Следует, однако, иметь в виду, что звуковые колебания воспринимаются и через череп (путем костной проводимости), а иногда и другими частями тела.

СИЗ улучшают работоспособность, предотвращают заболевания (тугоухость, шумовую болезнь, нервные и сердечно-сосудистые заболевания).

Выпущен ГОСТ 12.1.029–80 (СТ СЭВ 1928-79) «ССБТ. Средства и методы защиты от шума. Классификация», согласно которому СИЗ делятся на противозумные наушники, противозумные вкладыши, противозумные шлемы и каски, противозумные костюмы.

Наушники закрывают ушную раковину снаружи, вкладыши перекрывают наружный слуховой проход или прилегают к нему. Шлемы и каски закрывают часть головы и ушную раковину. Противошумные костюмы закрывают тело человека и часть головы.

Требования к СИЗ установлены ГОСТ 12.4.051–78 «ССБТ. Средства индивидуальной защиты органов слуха. Общие технические условия». По эффективности защиты от шума, массе и силе прижатия к околоушной области наушники и вкладыши делятся на три группы – А, Б и В, приведенные в таблице 4.14.

Таблица 4.14 – Требования к массе, силе прижатия и эффективности СИЗ

Тип СИЗ	Группа	Масса, кг	Сила прижатия, Н	Эффективность, дБ, на частоте, Гц						
				125	250	500	1000	2000	4000	8000
Наушники	А	0,35	8	12	15	20	25	30	35	35
	Б	0,28	5	5	7	15	20	25	30	30
	В	0,15	4	-	-	5	15	20	25	25
Вкладыши	А	-	-	10	12	25	17	25	30	30
	Б	-	-	5	7	10	12	20	25	25
	В	-	-	5	5	5	7	15	20	20
Шлемы				17	20	25	30	35	40	40

Эквивалентная электрическая модель заглушки при преобладании воздушной утечки имеет вид, показанный на рисунке 4.38, а.

Отношение давлений наружного слухового входа и под заглушкой, характеризующее шумозаглушение, равно

$$p_0 / p_1 = 1 - \omega^2 M_a C_a + j\omega C_a R_a,$$

где M_a – акустическая масса щели, кг;

C_a – гибкость воздушного объема под заглушкой;

R_a – акустическое сопротивление щели, дБ.

Частота максимального прохождения звука, т. е. минимального шумозаглушения, находится из выражения

$$f_0 = 1 / 2\pi \sqrt{M_a C_a} \quad (4.102)$$

Практически эта частота находится в пределах 200 — 500 Гц; лишь в лучших случаях (при хорошем прилегании) она может быть снижена до 100 Гц. Например, щель имеет длину $l = 0,6$ см, поперечное сечение $S = 1,26 \cdot 10^{-3}$ см²; $\rho = 1,2$ кг/м³; $c = 340$ м/с. Тогда $M_a = \rho l / S = 5,7 \cdot 10^4$ кг/м⁴. При объеме воздуха под заглушкой $V = 6 \cdot 10^{-6}$ м³

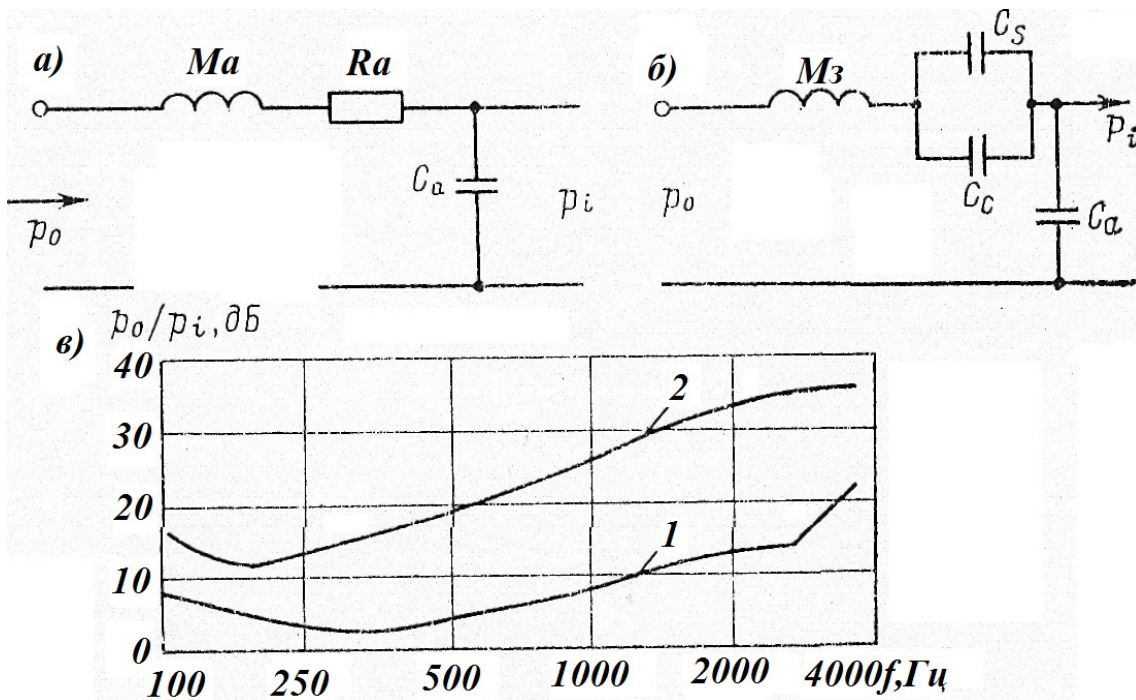
$$C_a = \frac{V}{\rho c^2} = 4,33 \cdot 10^{-11} \text{ м}^4 \cdot \text{с} / \text{кг}.$$

Частота резонанса равна

$$f = 1/2\pi \sqrt{5,7 \cdot 4,3 \cdot 10^{-7}} \approx 100 \text{ Гц}$$

Частотные характеристики звукозаглушения заглушек имеют плавный подъем к высоким частотам в соответствии с законом

$$p_0 / p_i = f^2 / f_0^2$$



1 – с утечкой; 2 – без утечки

Рисунок 4.38 - Эквивалентная электрическая модель телефонной заглушки (а – при наличие щелей; б – без воздушной утечки) и ее частотная характеристика шумозаглушения (в)

Если заглушка не имеет щелей, то необходимо рассматривать колебания всей системы в целом (активным сопротивлением при этом можно пренебречь). Электрическая эквивалентная модель показана на рисунке 4.38, б. Здесь M_3 – масса заглушки; C_s – гибкость тканей тела; C_c – гибкость краев заглушки.

Шумозаглушение при этом равно

$$p_0 / p_i = 1 - \omega^2 M_3 C_a + C_a / (C_s + C_c)$$

Минимальная частота шумозаглушения

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_c + C_s + C_a}{M_3(C_s + C_c)C_a}} \quad (4.103)$$

При $f < f_0$

$$p_0 / p_i = 1 + C_a / (C_s + C_c)$$

Это отношение не зависит от частоты.

При $f > f_0$

$$\frac{p_0}{p_1} = \frac{\omega^2 M_3 C_a}{C_s + C_c} = \frac{4\pi^2 f^2 M_3 C_a}{C_s + C_c} = \frac{f^2}{f_0^2} \left(1 + \frac{C_a}{C_s + C_c} \right)$$

Шумозаглушение типовой телефонной заглушки представлено на рисунке 4.38, в. Видно, что наличие неплотного прилегания существенно снижает эффект действия заглушки.

Пределом шумозаглушения является костная проводимость, которая ограничивает возможности втулок и заглушек значением 40—50 дБ. Кроме того, шумозаглушение должно сочетаться с возможностью приема звуковых (речевых) сигналов.

Проникновение звука по каналам костной проводимости обусловлено упругой (эластичной) деформацией черепа под действием волны, ведущей к деформации среднего и внутреннего уха; упругие колебания черепа, создающие колебательные смещения нижней челюсти, вызывают колебания хряща звукового канала, которые передаются к внутреннему уху через барабанную перепонку. Если ухо закрыть втулкой или заглушкой, костная проводимость увеличивается.

При особенно высоких уровнях шума рекомендуются наушники с жидкостным наполнителем уплотнительного ободка. Эффективность некоторых средств приведена в таблице 4.45.

Таблица 4.15 – Эффективность СИЗ различных типов

Тип СИЗ	Шумозаглушение, дБ на частоте, Гц						
	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Тампоны из ультратонкого волокна ФПП-15	8	10	15	22	25	32	-
Вкладыши из ФП-Ш (беруши)	15	18	18	24	26	36	31
Ушные пробки (Венгрия)	25	30	25	25	35	40	25
Неопреновые втулки	31	31	31	34	37	2	41
Гарнитур шумозащитный ГШ-1	20	22	25	27	27	37	-
Защитные футляры (Венгрия)	15	20	30	30	40	35	30
Прямолинейный звуковой протектор (США)	17	20	32	38	37	45	42
Наушники ВЦНИИОТ-7И	10	16	18	22	36	40	32
Шумозащитное оголовье ШЗ0-1	12	18	30	31	34	38	34

4.7 Методы контроля величины звукоизоляции и звукопоглощения

4.7.1 Определение величины звукоизоляции ограждений

Наиболее распространенной процедурой измерения звукоизоляции ограждений является помещение испытуемых образцов в проем между двумя помещениями типа реверберационных камер. В одной из них, называемой камерой высокого уровня (КВУ), размещается источник звука, в другой – камере низкого уровня (КНУ), устанавливаются приемники звука (рисунок 4.39). Выполняются две серии измерений: измеряется среднее (из показаний нескольких микрофонов в различных точках КНУ) звуковое давление в КНУ p_{1cp} при отсутствии ограждения и p_{2cp} – при установленном ограждении. Режим источника сохраняется неизменным в обеих сериях, что может контролироваться специальными микрофонами в КВУ.

Искомая звукоизоляция определяется выражением

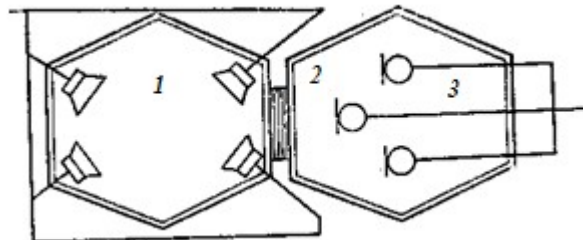
$$R = 20 \lg(p_{1cp} / p_{2cp}). \quad (4.104)$$

Особенностью этих измерений является необходимость контроля за косвенным проникновением звука через щели в проеме или по конструкциям здания из КВУ в КНУ. Пути такого проникновения были показаны на рисунке 4.2.

Международная организация по стандартизации (ИСО) рекомендует реверберационный метод измерения звукоизоляции, поскольку он наиболее универсален и позволяет получить значение звукоизоляции, усредненное по всем углам падения звука. В реверберационном методе в тех же камерах (рисунок 4.39) производятся следующие измерения: энергетических уровней звукового давления в КВУ и КНУ, а также времени реверберации в КНУ в данной полосе частот T :

$$L_1 = 20 \lg(p_d / p_0); \quad L_2 = 20 \lg(p_n / p_0),$$

где p_0 - пороговое значение звукового давления, равное $2 \cdot 10^{-5}$ Па;
 p_d , p_n – звуковые давления в КВУ и КНУ, соответственно.



1 – КВУ; 2 – образец; 3 – КНУ

Рисунок 4.38 - Измерение звукоизоляции в реверберационных камерах

Значение звукоизоляции находится по формуле

$$R = L_1 - L_2 + 10 \lg(ST / 0,162V),$$

где S – площадь испытываемого ограждения, м^2 ;

V – объем КНУ, м^3 .

Время стандартной реверберации (время, в течение которого звуковое давление уменьшается при выключении источника до одной тысячной от первоначальной величины, т.е. на 60 дБ) обычно определяется на основе записей кривой спада на логарифмическом самописце уровней. Метод дает надежные значения при хорошей диффузности поля, малом поглощении в КНУ, достаточно высокой звукоизоляции и отсутствии косвенных путей прохождения звука источника в КНУ.

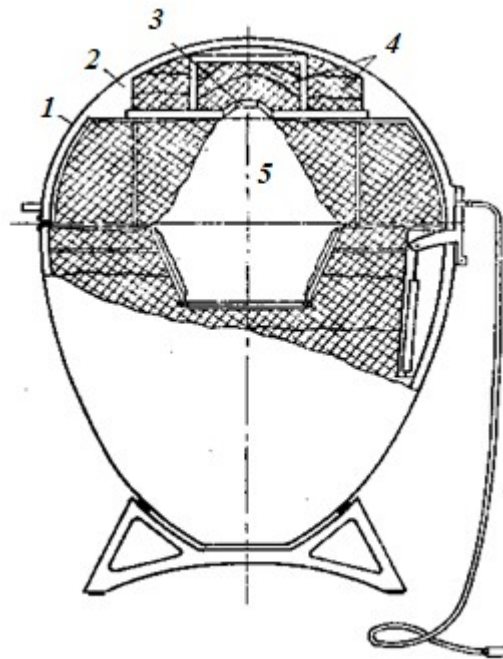
Наряду со стационарными камерами, оценивающими звукоизоляцию образцов большой площади, применяются переносные малогабаритные камеры, которые работают аналогично описанной, но позволяют оценивать образцы малых размеров. Один из вариантов системы, выпускаемой промышленностью, показан на рисунке 4.40. Измерения в такой камере носят название измерений звукоизоляции методом ближнего поля.

Результаты, получаемые в малых камерах, менее точны (особенно в области низких частот, где затруднительно получить диффузное поле в камерах) и, кроме того, не позволяют выявить технологические погрешности, свойственные натурным промышленным ограждениям больших размеров.

Существуют и другие методы измерений звукоизоляции образцов в виде пластин – импульсные, корреляционные, интерферометрические.

При всех видах измерений существенна правильная оценка влияния дифракции звука на краях образца. Влияние дифракции отсутствует, только если размеры образцов существенно (по крайней мере, на порядок) больше, чем длина звуковой волны в воздухе. Практически это условие трудно выполнить.

Рассмотрим более подробно интерферометрический импульсный метод измерения звукоизоляции, позволяющий исключить влияние на результаты ограниченных размеров помещения (применением импульсного метода) и ограниченных размеров образца (использованием интерференции прямого прошедшего сигнала и сигнала, огибающего образец из-за дифракции).



1 – корпус из стекловолокна; 2 – пенополиуретан; 3 – громкоговоритель;
4 – стекловата; 5 – измерительный объем

Рисунок 4.40 - Переносная заглушенная камера для измерения звукоизоляции

На рисунке 4.41, а показана схема измерения. Испытуемый образец расположен между излучателем и приемником звука и в процессе измерений плавно передвигается в направлении излучатель – приемник. Регистрируемое звуковое давление является результатом указанной интерференции. Амплитуда и фаза прямого сигнала, прошедшего через образец, не изменяются при перемещении образца (плоскость его составляет неизменный угол с линией излучатель – приемник). Амплитуда и фаза дифрагирующего сигнала изменяются при движении образца: чем ближе образец к приемнику, тем меньше его амплитуда (это изменение происходит на протяжении многих длин волн), а фаза, изменяясь сложным образом (так как дифрагирует весь периметр образца), проходит все возможные углы. При интерференции двух сигналов – прямого $p_{пр}$ и дифрагирующего $p_{д}$ – суммарное значение подчиняется закону

$$p_{\Sigma} = \sqrt{p_{пр}^2 + p_{д}^2 + 2p_{пр}p_{д}\cos\overline{p_{пр}p_{д}}} ,$$

где— разность фаз между сигналами.

Так как фаза сигнала $p_{д}$ изменяется при движении образца, то и разность фаз проходит все значения в пределах 180° и, следовательно, будут регистрироваться максимумы $p_{\Sigma\max}$ и минимумы $p_{\Sigma\min}$ суммарного значения (рисунок 4.41, б).

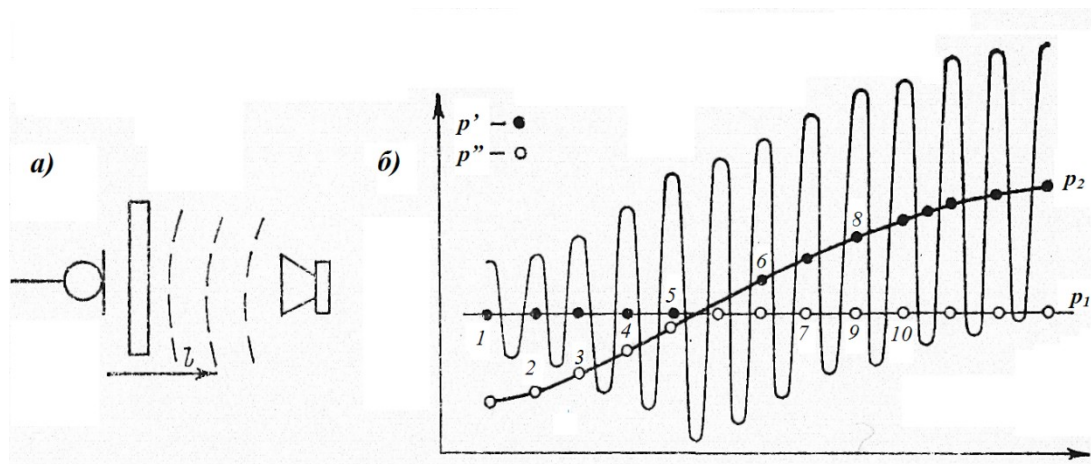


Рисунок 4.41 Схема измерения звукоизоляции интерферометрическим импульсным методом (а) и пример регистрации интерференционных сигналов (б)

Зная эти значения, можно найти исходные величины

$$p_1 = 0,5 (p_{\Sigma \max} + p_{\Sigma \min}); \quad p_2 = 0,5 (p_{\Sigma \max} - p_{\Sigma \min}).$$

Однако остается неизвестным, к прямому или дифрагирующему сигналу следует отнести p_1 и p_2 . Для выявления этого обстоятельства необходимо построить значения p_1 и p_2 для всех зарегистрированных пар максимумов и минимумов. Как ранее указывалось, известно, что $p_{\text{пр}}$ не должно изменяться при любом положении образца, тогда как p_d может изменяться, увеличиваясь (в среднем) по мере удаления образца от приемника. На рисунок 4.41, б, где нанесены полученные значения p_1 и p_2 , отчетливо видно, что ряд значений не меняет своей величины. Это и есть $p_{\text{пр}}$. Указанное измерение дает значение $p_{\text{пр}}$ — сигнала, прошедшего через образец. При отсутствии образца регистрируется значение $p_{\text{пад}}$. Величина звукоизоляции равна

$$R = 20 \lg(p_{\text{пад}} / p_{\text{пр}}).$$

Отметим, что описанный метод исключения дифракционных эффектов при использовании импульсного режима работы позволяет получить надежные значения звукоизоляции в незаглушенном и необорудованном специально помещении, зачастую непосредственно на производстве. Все описанные процедуры выделения максимумов и минимумов, определения их полусуммы и полуразности и выявления устойчивого значения, соответствующего прямому сигналу, легко могут быть автоматизированы.

На практике часто возникает вопрос оценки изменения звукоизоляции после принятия соответствующих мероприятий. Наиболее надежны в этом случае повторные измерения среднего (или среднего квадратического) звукового давления на рабочем месте — до и после проведения мероприятия. Разница в этих

измерениях, выраженная в децибелах, и дает искомое значение. При этом необходимо контролировать постоянство шума источника. Обычно это делается с помощью дополнительного измерения шума источника в таком месте, которое не подвергалось модернизации. Если окажется, что звуковое давление в дополнительной контрольной точке отличается на N дБ при первом и втором этапе измерений, то эту разницу следует прибавить (с соответствующим знаком) к измеренному значению на рабочем месте. Измерение звукоизоляции от ударного шума выполняется в реверберационных двухэтажных камерах (рисунок 4.42), причем в качестве источника ударного шума используется стандартный молоточковый вибратор – система молоточков заданной массы, свободно падающих на основание с определенной высоты. Стандартный источник устанавливается не менее чем в трех точках образца в КВУ.

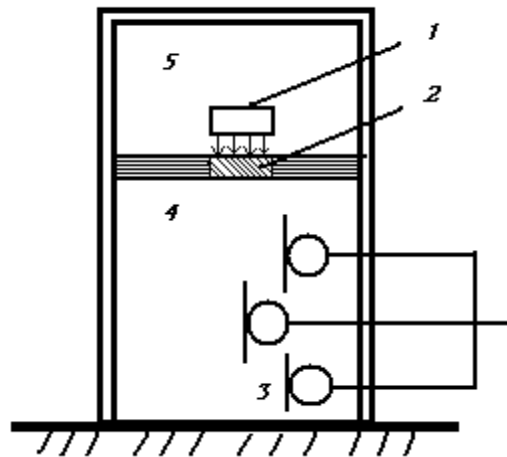
Определяется приведенный уровень проникающего ударного шума к стандартному значению эквивалентного поглощения $A_0 = 10 \text{ м}^2$ по формуле

$$L_N = L - 10 \lg(A_0 T / 0,162V),$$

где V – объем, м^3 ;

T - время стандартной реверберации в КНУ, с;

L – средний измеренный уровень звукового давления в КНУ, дБ.



1 - молоточковый вибратор; 2 - испытываемое перекрытие; 3 - микрофон; 4 - КНУ; 5 - КВУ

Рисунок 4.42 - Схема измерения звукоизоляции от ударного шума

4.7.2 Определение величины коэффициента звукопоглощения образцов материалов

Коэффициент звукопоглощения материалов определяют в измерительной акустической трубе (метод акустического интерферометра) для нормального падения плоской звуковой волны на образец и в реверберационной камере для диффузного звукового поля.

4.7.2.1 Измерение коэффициента звукопоглощения с помощью интерферометра

Акустический интерферометр представляет собой трубу с жесткими стенками (круглую или квадратную), поперечный размер которой меньше звуковой волны, а длина составляет несколько длин звуковых волн. С одной стороны трубы расположен излучатель звука, а с другой трубу закрывает исследуемый образец. Внутри трубы перемещается миниатюрный микрофон или акустический зонд. В трубе возникает интерференция между падающей волной, идущей от источника, и волной, отраженной от образца. В результате интерференции образуются стоячие волны – максимумы и минимумы, располагающиеся регулярно вдоль трубы через $1/4$ длины звуковой волны. Суммарное звуковое давление p_{Σ} , измеряемое движущимся микрофоном, подчиняется закону

$$p_{\Sigma} = p_0 [1 + R^2 + 2R \cos(2kl + \varphi)]^{1/2},$$

где p_0 – звуковое давление, создаваемое излучателем, дБ;
 φ – модуль и фаза коэффициента отражения от образца;
 l – расстояние от образца до точки измерения, м;
 k — волновое число.

При измерении определяют p_{\max} , p_{\min} и расстояние l_{\min} до первого минимума.

Значение коэффициента поглощения находят по его связи с коэффициентом отражения: $\alpha = 1 - R_2$.

Из данных измерений значения α определяют по формуле

$$\alpha = 4n / (n^2 + 2n + 1),$$

где $n = p_{\max} / p_{\min}$ – коэффициент стоячей волны.

Из этих же измерений может быть определен входной импеданс Z_{BX} слоя звукопоглощающего материала

$$Z_{BX} = X_{BX} + jY_{BX},$$

где

$$X_{BX} = \left[(n^2 - 1) \sin \varphi \right] / \left[(n^2 + 1) - (n^2 - 1) \cos \varphi \right],$$

$$Y_{BX} = 2n / \left[(n^2 + 1) - (n^2 - 1) \cos \varphi \right]; \quad \varphi = \pi (4l_{\min} - \lambda) / \lambda.$$

Частота f_{\min} , начиная с которой можно проводить измерения в интерферометре, определяется приближенным выражением

$$f_{\min} = c/4l_0,$$

где c – скорость звука в трубе; l_0 – длина трубы.

Высшая частота, до которой можно проводить измерения, составляет

$$f_{\max} = c/2d,$$

где d – внутренний диаметр трубы, м.

Микрофон или зонд, используемые в интерферометре, не должны искажать звуковое поле в трубе. Контроль их влияния на поле осуществляется при установке вместо образца материала жесткой заглушки. При отсутствии влияния микрофона первый минимум должен располагаться точно на расстоянии $\lambda/4$ от заглушки.

4.7.2.2 Реверберационный метод измерения коэффициента звукопоглощения

Измерение коэффициента звукопоглощения образцов в реверберационных камерах – одна из старейших измерительных процедур. Вопросам совершенствования этой дорогостоящей операции (включающей постройку специальных зданий – реверберационных камер) посвящено много исследований, однако надежность получаемых результатов до сих пор сравнительно низка. Объяснением этому факту служат сложный характер акустического поля в помещении и влияние на результаты дифракции звука, определяемой формой и волновыми размерами образцов (так называемые краевые эффекты).

Усилиями международной электротехнической комиссии (МЭК) с участием большого числа ученых из разных стран выработаны рекомендации по конструкциям и свойствам реверберационных камер, размерам и формам образцов и правилам статистической обработки результатов, позволяющие получать постоянные надежные значения коэффициента поглощения материалов в диффузном звуковом поле.

Рекомендации МЭК устанавливают минимальный объем реверберационной камеры не менее 200 м³. Форма камеры обычно прямоугольная, размеры высоты, длины и ширины не должны быть кратными. Испытуемым материалом следует покрывать площадь не менее 10–12 м². Время реверберации пустой камеры на низких частотах (до 500 Гц) должно быть не менее 5 с, а на средних частотах (4 кГц) – не менее 2 с. Испытуемые образцы должны иметь прямоугольную форму (соотношение сторон около 0,7) и расположены не ближе 1 м от любого угла камеры. Края образца закрывают отражающими поверхностями (чтобы исключить влияние торцевого рассеяния и поглощения).

Измерительная процедура сводится к измерению времени стандартной реверберации пустой камеры T_1 и камеры с образцом T_2 .

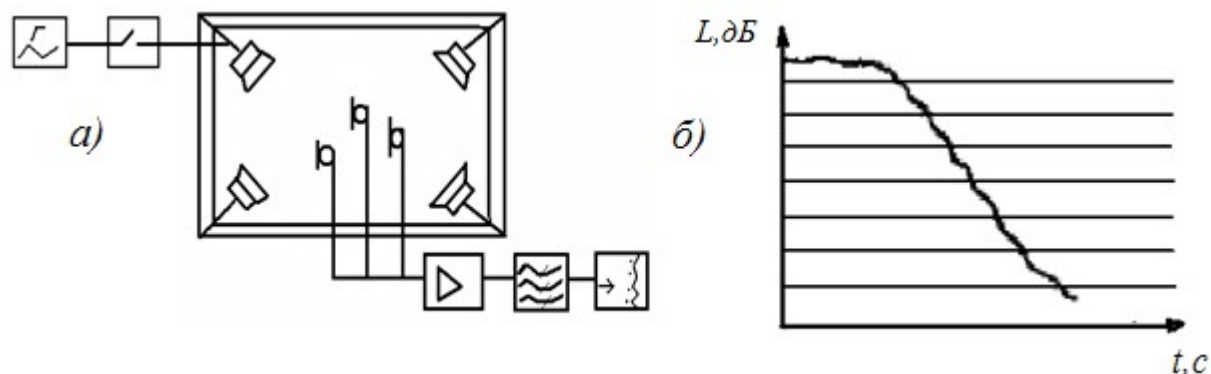


Рисунок 4.43 - Структурная схема измерительного тракта для определения коэффициента звукопоглощения (а) и пример записи кривой спада (б)

Большей частью время реверберации определяют по кривой спада при выключении источника звука, регистрируемой на ленте логарифмического самописца уровней. Время реверберации находят по формуле

$$T = 60\Delta t / \Delta L,$$

где Δt – промежуток времени, с;

ΔL – величина спада сигнала, в дБ, за этот промежуток времени.

Структурная схема измерительного тракта для определения коэффициента звукопоглощения α и пример записи кривой спада приведены на рисунке 4.43. Значение α находится по формуле

$$\alpha = 0,16 \frac{V}{S} \left(\frac{1}{T_2} - \frac{1}{T_1} \right),$$

где V – объем камеры, м^3 ;

S – площадь исследуемого образца, м^2 .

На частотах выше 3 кГц рекомендуется учитывать затухание звука в воздухе (коэффициент поглощения звука в воздухе измеряется в дБ/м). Кроме того, иногда необходимо учитывать, что часть поверхности пустой камеры, имеющей поглощение α_0 , занята образцом. Полная формула для звукопоглощения имеет вид

$$\alpha = \alpha_0 + \frac{0,16V}{S} \left[\left(\frac{1}{T_2} - \frac{1}{T_1} \right) - 25(m_2 - m_1) \right],$$

где m_1 и m_2 – поглощение в воздухе при первом и втором измерениях (оно зависит от температуры, частоты и влажности воздуха).

Одно из главных условий получения правильных результатов – обеспечение диффузности звукового поля как для пустой камеры, так и для камеры с образцом. В ряде случаев (особенно для камеры с образцом) для сохранения диффузности в объеме реверберационной камеры помещают рассеивающие элементы – слабоизогнутые листы гетинакса или фанеры.

Доказано, что надежные результаты получаются при усреднении по большому числу измерений (порядка 100). Используются значения спада давления от -5 до -35 дБ от стационарного уровня (до выключения источника).

Измерения производят для каждой частотной полосы. В итоге процедура получается довольно продолжительной и требующей большого объема обработки данных.

Разработаны автоматизированные комплексы, позволяющие определять все исходные данные и производить статистическую обработку получаемых значений. Наибольший интерес представляют импульсный и корреляционный методы. При импульсном методе (источник шума – выстрел) по существу оценивают последовательность многократных отраженных сигналов, поступающих на микрофоны. Их экспоненциальное уменьшение соответствует

затуханию диффузного сигнала в помещении. При корреляционном методе анализируется уменьшение амплитуды когерентных пакетов, оценивается огибающая зависимости корреляционной функции шумовых сигналов от времени задержки, аналогичная временной зависимости для последовательности импульсных отражений. Эти методы являются перспективными при использовании электронной вычислительной техники.

Рассмотрим методы оценки диффузности звукового поля. Как указывалось ранее, диффузность звука определяется постоянством звуковой мощности во всех точках поля, попаданием звуковых лучей в данную точку из всех направлений пространства и произвольными фазами этих лучей.

Постоянство мощности определяется последовательным перемещением приемника в пределах рабочей зоны и контролем за квадратом звукового давления, измеряемого приемником.

Направленность звуковых лучей определяется разными способами, которые будут описаны далее, а произвольность фаз (определяемая разностью путей попадания луча от источника к приемнику) практически не контролируется, так как из геометрии помещений обычно видно, что это условие должно выполняться.

Среди способов оценки степени направленности звуковых лучей отметим способ остронаправленного микрофона, предложенный немецким ученым Тиле, для построения пространственного «ежа» интенсивности звука (квадрата звукового давления), способ снятия характеристики направленности кардиоидным (или дипольным) микрофоном, разработанный советским ученым В. В. Фурдуевым, и способ двух микрофонов, предложенный автором книги.

Способ «ежа» заключается в помещении в испытываемое поле остронаправленного микрофона, последовательном повороте его по многим углам пространства и построении на основе экспериментальных значений квадрата давления (пропорционального интенсивности звука) на пространственной характеристике интенсивность – угол расположения максимума направленности ми-

крофона. В диффузном поле должна получиться сферическая поверхность. При неполной диффузности будут наблюдаться площадки с провалами и подъемами интенсивности. Интегральной оценки Тиле не предлагал.

Фурдурев рекомендовал использовать слабонаправленный микрофон и, вращая его в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, снять две характеристики направленности. В каждой из полученных характеристик, одна из которых представлена на рисунке 4.44, необходимо определить площадь, занимаемую характеристикой в испытываемом поле S_d , площадь, занимаемую характеристикой микрофона в поле бегущей волны S_c , и площадь, построенную по максимуму характеристики S_0 (последняя определяется масштабом построения). Характеристика микрофона в поле бегущей волны известна заранее (диполь, кардиоида) и часто бывает представлена в паспорте микрофона. Оценка диффузности (т. е. направленности) делается по величине $d = (d_1 + d_2)/2$, где

$$d_1 = (S_{d1} - S_{c1}) / (S_0 - S_{c1}), \quad d_2 = (S_{d2} - S_{c2}) / (S_0 - S_{c2}).$$

Измерения в двух плоскостях выполняются в связи с тем, что необходимо охватить все телесные углы пространства, а измерения в одной плоскости оставляют часть из них не оцененными.

Если $S_{d1} = S_0$ и $S_{d2} = S_0$, то $d = 1$, что соответствует диффузному полю. Если $S_{d1} = S_{c1}$ и $S_{d2} = S_{c2}$, то $d = 0$, что соответствует полю бегущей волны.

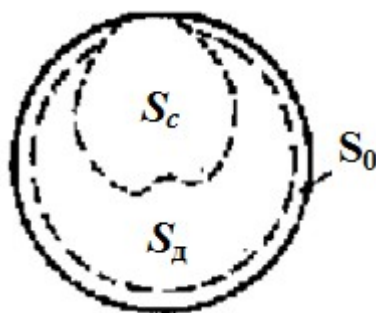


Рисунок 4.44 - Оценка диффузности звукового поля по методу Фурдурева

К числу недостатков этого сравнительно распространенного метода относятся сложность подсчета площадей, необходимость выполнения поворота приемника в испытываемом поле в двух плоскостях и погрешность в показаниях, особенно заметная, если имеется один источник, прямой сигнал от которого преобладает над суммой сигналов, отраженных практически во всей рабочей области. При этом в одной плоскости значение $S_{d1} = S_{c1}$, т. е. $d_1 = 0$, а в другой – $S_{d2} = S_0$, т. е. $d = 1$. При этом $d = 1/2$, тогда как на самом деле в этом случае практически диффузности не существует.

Метод двух микрофонов, один из которых является ненаправленным, а второй обладает направленностью, заключается в измерении напряжений U_1 и U_2 на выходах микрофонов, помещаемых в испытываемое поле. Оценка также производится по величине d на основе формулы

$$d = [K_c n(u_2^2 / u_1^2) - 1] / (K_c - 1),$$

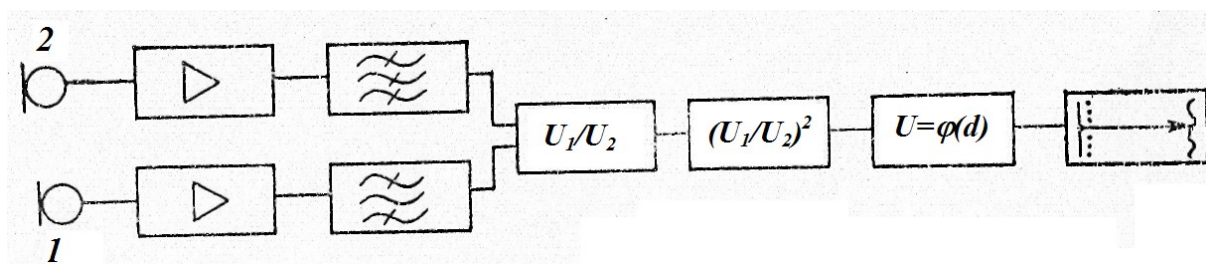
где K_c – коэффициент концентрации направленного приемника, измеренный заранее;

n – отношение чувствительностей микрофонов в поле бегущей волны.

Более точные значения могут быть получены, если значения U_2/U_1 будут усреднены по нескольким углам или даже по полному набору всех углов. При небольшом отклонении поля от диффузности достаточно трех-четырёх углов.

Так же как и в методе Фурдьева, значение d изменяется от 1 до 0 для диффузного и бегущего полей, однако число измерений в методе двух микрофонов меньше, обработка результатов значительно проще и измерительная операция легко может быть автоматизирована.

На рисунке 4.45 показана структурная схема подобной установки. Отметим, что для проведения операции вручную достаточно один элементарный измерительный тракт, к входу которого могут быть поочередно подключены ненаправленный и направленный микрофоны (соотношение их чувствительностей должно быть определено дополнительной операцией и является постоянной установки).



1 – направленный микрофон; 2 – ненаправленный микрофон

Рисунок 4.45 - Структурная схема установки для оценки диффузного поля методом двух микрофонов

Контрольные вопросы

1 Дайте три определения понятия «звукоизоляция»: процесс, формула и конструкция.

2 Охарактеризуйте пределы действия закона массы.

3 Оцените косвенные пути распространения воздушного звука.

4 Изложите особенности звукоизоляции ударного шума.

5 Поясните влияние на звукоизоляцию отверстий и щелей.

6 Изложите особенности узкополосных и широкополосных звукопоглотителей.

7 Поясните разницу между абсорбционными и реактивными глушителями звука.

- 8 Изложите методику использования звукопоглощающих экранов.
- 9 Поясните особенности индивидуальных средств звукозащиты.
- 10 Перечислите достоинства и недостатки реверберационного метода измерения коэффициента звукопоглощения
- 11 Дайте акустическую характеристику звукопоглощающих материалов.
- 12 Поясните физику снижения шума методами звукопоглощения.
- 13 Поясните особенности снижения шума методами звукоизоляции.
- 14 Изложите особенности метода изоляции шума однослойными материалами.
- 15 Поясните физику измерения коэффициента звукопоглощения с помощью интерферометра.

5 Виброизоляция и вибропоглощение

5.1 Виброизоляция

Виброизоляция - это способность препятствий изолировать конструкции (в том числе стены, полы, потолки, механизмы и т. д.) от распространяющихся по ним волн колебательной энергии.

Численно виброизоляция оценивается ослаблением колебаний в твердом теле после установки изолирующих препятствий между точкой приема и районном расположения источника вибрации:

$$ВИ=10 \lg \omega_{21} - 10 \lg \omega_{22} \quad (5.1)$$

где ω_{21} - плотность колебательной энергии вибрации за препятствием до его установки;

ω_{22} - плотность колебательной энергии вибрации за препятствием после его установки.

Виброизоляция как физический процесс обусловлена отражением упругих волн в твердом теле от мест нарушения неоднородности.

В безграничном твердом теле наряду с продольными распространяются поперечные волны; в конструкциях из твердого тела распространяется большое число различных типов волн: продольные, поперечные, поверхностные (волны Рэлея), изгибные, волны Лява и др. Все типы волн, различаются скоростью распространения. При этом для изгибных (волн Лэмба), нормальных волн .скорость распространения определяется не только характеристиками материала, но и особенностями; конструкции (толщиной пластин, диаметром стержней и т. д.).

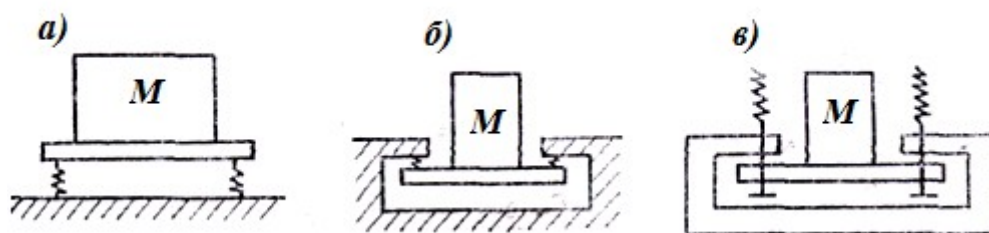
Виброизолируемый объект может быть либо источником колебаний, от которых должны быть защищены окружающие конструкции и оборудование, либо объектом защиты от колебаний связанных с ним конструкций.

Виброизоляция машин и оборудования в зданиях и сооружениях проектируется с целью снижения колебаний последних до уровней, которые не опасны для их несущей способности или допустимы с гигиенической точки зрения.

Обычно снижение колебаний ограждающих конструкций при виброизоляции машин не приводит к уменьшению шума в помещениях, в которых они расположены. Однако в соседних помещениях, в которых шум определяется колебаниями ограждающих конструкций, виброизоляция машин в большинстве случаев приводит к его снижению.

Для виброизоляции машины (механизма) необходимо установить ее на виброизоляторы (термин «виброизолятор» соответствует ГОСТ 2436—80 и СТ СЭВ 1926—79, однако в ранее вышедшей литературе более часто применяется эквивалентный термин «амортизатор»), а также виброизолировать подходящие к ней коммуникации. Применяют однозвенную, двухзвенную, а иногда и трехзвенную схемы виброизоляции.

При однозвенной используются опорный и подвесной варианты опирания механизма через виброизоляторы на изолируемую конструкцию, называемую фундаментом машины. В качестве фундамента могут служить пластины, плиты, балки и более сложные конструкции (рисунок 5.1).



а - опорный; б - подвесной с виброизолятором на сжатие; в - подвесной на растяжке

Рисунок 5.1 - Варианты однозвенной схемы виброизоляции

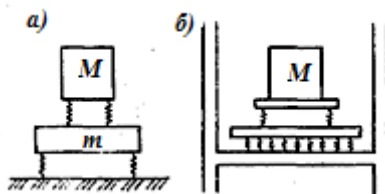


Рисунок 5.2 - Двухзвенная схема виброизоляции (а) и виброизоляции машины с применением пола на упругом основании (б)

Под машину нередко помещают плиту, к которой крепятся виброизоляторы.

Двухзвенная схема виброизоляции показана на рисунок 5.2, а.

Используются следующие типы виброизоляторов:

а) в виде отдельных опор - пружинные (иногда параллельно пружинам устанавливают демпферы); резиновые и резинометаллические; пневматические; из прессованной стальной проволоки;

б) в виде слоя упругого материала, укладываемого между машиной и фундаментом,- пол на упругом основании; обычно в двухзвенной схеме (рисунок 5.2, б).

5.1.1 Колебания виброизолированного твердого тела. Собственные частоты

Механизмы, установленные на виброизоляторах, могут подвергаться внешним воздействиям (часть энергии извне проходит через виброизоляторы); кроме того, они всегда будут недостаточно уравновешены и поэтому будут колебаться на собственных частотах.

Частота свободных вертикальных колебаний виброизолированного механизма равна

$$f_0 = 0,16(C/m)^{1/2} = 0,16(Cg/G)^{1/2}, \quad (5.2)$$

где C - вертикальная жесткость виброизоляции;

m - масса, кг;

G - вес механизма, Н;

g - ускорение свободного падения, m/c^2 .

Но $G/C = \delta$ - статический прогиб виброизоляторов. Тогда, если f_0 Гц, а δ , м, то $f_0 = 0,5/\delta^{1/2}$. Значение f_0 принято ограничивать низкими частотами:

$$f_0 < 15 \text{ Гц}$$

Однако необходимо учитывать все шесть степеней свободы механизма - три поступательных колебания механизма по координатным осям и три поворотных колебания вокруг этих осей.

Обычно центр жесткости упругого основания O' благодаря высокому расположению лап механизма совпадает с центром его инерции, а главные оси инерции — с главными осями жесткости (рисунок 5.3, а). Такое расположение бывает предусмотрено в проекте и реализуется на заводе-изготовителе. Этому условию соответствуют частоты собственных колебаний

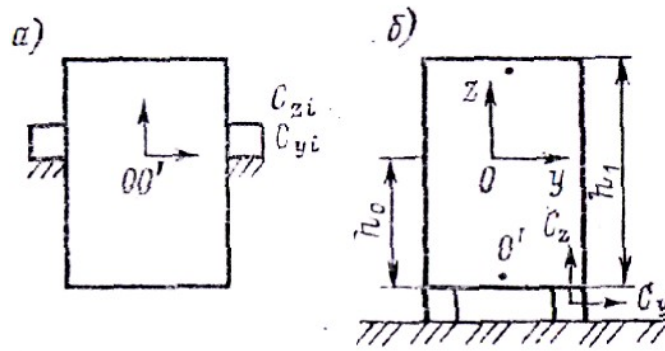
$$\left. \begin{aligned} f_z &= (C_z / G)^{1/2}; f_x = 5(C_x / G)^{1/2}; f_y = 5(C_y / G)^{1/2}; \\ f_{bz} &= 0.16(D_z / I_z)^{1/2}; f_{bx} = 0.16(D_x / I_x)^{1/2}; f_{by} = 0.16(D_y / I_y), \end{aligned} \right\} \quad (5.3)$$

где I_x, I_y, I_z - моменты инерции массы механизма относительно соответствующих осей; f_x, f_y, f_z - частоты поступательных колебаний в направлении осей z, x, y , а f_{bx}, f_{bxy}, f_z - частоты поворотных колебаний вокруг этих осей.

Поступательные жесткости виброизоляции по трем осям равны:

$$C_z = \sum_{i=1}^n C_{zi}; \quad C_x = \sum_{i=1}^n C_{xi}; \quad C_y = \sum_{i=1}^n C_{yi};$$

n - число виброизоляторов; C_{xi}, C_{zi}, C_{yi} - жесткости отдельных виброизоляторов по соответствующим осям.



а - центр жесткости совпадает с центром инерции; б - центр жесткости находится на одной вертикали с центром инерции

Рисунок 5.3 - Расположение упругих опор под механизмом

Если все виброизоляторы одинаковы, то

$$C_z = nC_{zi}; \quad C_x = nC_{xi}; \quad C_y = nC_{yi};$$

Поворотные жесткости виброизоляторов D_z , D_y и D_x равны (для описанного случая)

$$D_z = \sum_{i=1}^n a_i^2 C_{xi} + \sum l_i^2 C; \quad D_x = \sum_{i=1}^n a_i^2 C_{zi}; \quad D_y = \sum_{i=1}^n l_i^2 C_{zi}$$

где a_i и l_i - плечи отдельных амортизаторов по осям x и y .

Данный вид крепления имеет то преимущество, что все шесть частот свободных колебаний не связаны между собой, т. е. резонанс одного вида колебаний не вызывает резонансных колебаний другого вида. Частоты свободных колебаний должны располагаться вне зоны интенсивных возмущающих сил на основных рабочих режимах механизма.

Часто, однако, опоры располагают иначе (рисунок 5.3, б), т. е. так, что центр жесткости упругого основания находится на одной вертикали с центром инерции механизма. В этом случае частоты колебаний сдвига и поворота в плоскостях Z_{oy} и Z_{ox} попарно связаны между собой: частоты свободных вертикальных и поворотных колебаний являются независимыми.

Значения собственных частот принимают вид

$$f_z = 5(C_z/G)^{1/2}; \quad f_{bz} = 0,16(D_z/Y_z)^{1/2}.$$

Частоты двусвязных колебаний

$$\left(\begin{matrix} f_{bx} \\ f_y \end{matrix} \right) = 5(C_y/G)^{1/2} \{0,5(1 + \varepsilon_1 \mu_1) \pm [0,25(1 + \varepsilon_1 \mu_1)^2 - \varepsilon_1(\mu_1 - h_0^2)]^{1/2}\}^{1/2};$$

$$\left(\begin{matrix} f_{by} \\ f_x \end{matrix} \right) = 5(C_x/G)^{1/2} \{0,5(1 + \varepsilon_2 \mu_2) \pm [0,25(1 + \varepsilon_2 \mu_2)^2 - \varepsilon_2(\mu_2 - h_0^2)]^{1/2}\}^{1/2},$$

где h_0 - превышение центра инерции механизма над плоскостью виброизоляции;

$$\varepsilon_1 = G/I_x; \quad \varepsilon_2 = G/I_y; \quad \mu_1 = D_x/C_y; \quad \mu_2 = D_y/C_x$$

В более общем виде $f_{by} = \varphi(f_y, C_x, G, I_x, I_y, D_x, D_y, C_y, h_0)$. Значения C_x, C_y, C_z, D_x те же, что и формула (5.3).

Выражения для поворотных жесткостей D_x и D_y , вследствие того что появляются дополнительные плечи по отношению к жесткости виброизоляторов C_x и C_y , приобретают новый вид:

$$D_x = \sum_{i=1}^n a_i^2 C_{zi} + h_0^2 \sum_{i=1}^n C_{yi};$$

$$D_y = \sum_{i=1}^n l_i^2 C_{zi} + h_0^2 \sum_{i=1}^n C_{xi}.$$

Этот вид виброизолирующего крепления сложен для регулировки: изменение собственных частот в каком-либо направлении влечет за собой изменение другой частоты, чем затрудняется подбор частот.

Существуют и другие варианты виброизолирующих креплений, но они используются редко и не имеют каких-либо преимуществ.

Для механизмов, устанавливаемых на виброизоляторы на судах, при эксплуатации из-за качки необходима проверка на максимальное смещение. Особенно это относится к механизмам, имеющим внешние валопроводы или трубопроводы. Для точек присоединения неопорных связей механизма оно не должно превышать 2-3 мм при максимальных углах крена.

Величина отклонения механизма на виброизоляторах в поперечном направлении Δ_k может быть найдена из следующей приближенной формулы:

$$\Delta_k = G \sin \varphi_k (1/C_y + h_0 h_1 / C_z a^2), \quad (5.4)$$

где φ_k - угол качки;

C_z - вертикальная жесткость виброизоляции;

C_y - поперечная жесткость виброизоляции;

h_0 - превышение центра механизма над плоскостью виброизоляции;

h_1 - общая высота механизма, м;

a - полуширина механизма, м.

Первое слагаемое в скобке формулы (5.4) определяет поперечный сдвиг механизма на виброизоляторах при качке, а второе - деформацию верхних точек механизма вследствие поворота его на виброизоляторах, обусловленного превышением центра инерции механизма над центром жесткого основания.

Следует учитывать, что механизм, установленный на виброизоляторы, становится менее жесток. Основание корпуса механизма может быть усилено жесткой рамой, под которую подводят виброизоляторы. Для агрегатов из нескольких механизмов введение общей рамы при виброизоляции обязательно.

5.1.2 Распространение вибрации по конструкциям

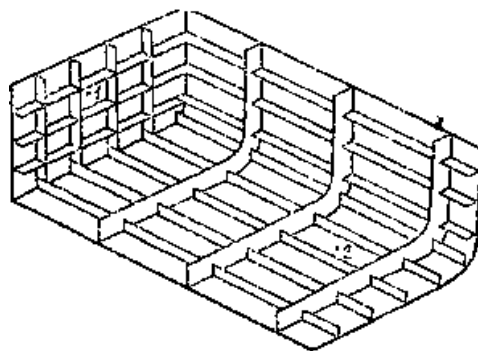
Вибрация - это упругие колебания, распространяющиеся в твердом теле. В строительстве, машиностроении, на транспорте вибрация распространяется от источника ее возникновения по элементам конструкций. Важнейшие особенности всех этих элементов - сложность форм, разнообразие материалов, малость по волновым и реальным размерам однородных участков. В воздушной акустике (в помещениях) однородные объемы и элементы достаточно велики, что позволяет, например, строить лучевые картины или оценивать объемные резонансы. Теория колебаний отдельных элементов твердого тела - пластин, стержней, труб - разработана достаточно хорошо. На практике, однако, возникают сложные колебания многих связанных между собой элементов.

Любая конструкция может быть условно разбита на составные элементы - пластины, стержни, соединенные между собой теми или иными узлами. В каждом узле происходят перераспределение и трансформация звуковой энергии - часть отражается, часть преобразуется в энергию волн другого типа (продольных в изгиб-ные или поперечные и т. д.), часть проходит в следующую конструкцию, часть излучается в окружающую среду и часть переходит в тепло. В принципе, чем большее количество подобных узлов размещается между источником вибрации и местом ее приема, тем на большую величину снижения вибрации можно рассчитывать в точке приема.

Кроме того, аналогичный описанному процесс преобразования вибрации возникает также и при наличии поворотов (элементов изогнутой формы) и ребер жесткости. Для уменьшения вибрации, распространяющейся в определенном направлении, широко применяются так называемые виброзадерживающие массы (ВЗМ).

На рисунке 5.4 показан путь распространения вибрации по типовой судовой конструкции, содержащей продольный (стрингеры) и поперечный (шпангоуты) наборы. Аналогичным образом распространяется вибрация и по строительным или машинным конструкциям.

Нахождение вибрации по судовым, строительным или машинным конструкциям влияют размеры и форма элементов, среда, с которой они граничат, наличие на них подкрепляющего набора.



1-участок возбуждения вибраций; 2 — участок приема

Рисунок 5.4 - Распространение вибрации по типовой судовой конструкции

Элемент в виде изотропной пластины используется наиболее широко. Из пластин составляются фундаменты (пластинчатые), настилы, переборки, обшивка корпуса. Пластины часто подкрепляются перекрестным набором, подобным показанному на рисунке 5.4.

Влияние кривизны конструкций проявляется, если радиус кривизны R оказывается меньше соотношения

$$R < (c/2\pi f),$$

где c - скорость распространения того типа волн, который подлежит рассмотрению, м/с.

Наличие жидкости, прилегающей к колеблющейся пластине или стержню, производит демпфирующее действие на колебания, но не всегда снижает величину вибрации, проходящей через элемент, так как может возникнуть излучение звука в жидкость, распространяющееся в том же направлении и впоследствии снова вызывающее вибрацию.

Набор ребер жесткости сам по себе обеспечивает снижение вибрации, однако при использовании специальных средств виброизоляции наличие ребер жесткости снижает возможность получения номинального эффекта использованной виброизоляции.

Характерной судовой конструкцией является пластина, подкрепленная периодически установленными ребрами жесткости. Плотность энергии ω_x в ячейках, удаленных на расстояние, может быть представлена формулой

$$\omega(x) = \omega_0 e^{\pm\sqrt{\chi_0} x}, \quad \chi_0 = \frac{\omega \eta_{пл}}{2c_n l_0 \alpha_0}; \quad (5.5)$$

где α_0 - коэффициент, определяющий передачу энергии через переборку из-за нерезонансных колебаний и отнесены к единице длины ребра жесткости;

l_0 — расстояние между ребрами жесткости, м;

$\eta_{пл}$ — коэффициент потерь пластины;

c_n — скорость изгибных волн, м.

Хотя в пластинах распространяются в основном три типа волн - изгибные, продольные и сдвиговые (поперечные), в судовых конструкциях существенно большую амплитуду колебаний имеют изгибные волны.

Для сложных современных конструкций при распространении вибрации на звуковых частотах поле изгибных волн в элементах можно считать диффузным, т. е. изотропным и однородным. Изотропное поле - это такое поле, в любой точке которого распространение энергии осуществляется равномерно по всем углам пространства, а однородное - плотность вибрационной энергии, в котором одинакова во всех точках поля.

Исследования показали, что вибрационное поле можно считать диффузным, если в рассматриваемой полосе частот укладывается достаточно много (5-10) мод изгибных колебаний элемента конструкции. Условие диффузности определяется следующими неравенствами:

$$\Delta\omega > \frac{\pi c_n}{l_1},$$

где $\Delta\omega$ — полоса частот;

c_n — скорость изгибных волн в пластине, м/с;

l_1 — наименьший размер пластины по площади, м.

Для широко используемого третьоктавного анализа низшая частота f_n , выше которой поле будет диффузным, равна

$$f_n = \frac{8,4c_n h}{l^2 \sqrt{1-\sigma^2}} \approx \frac{c_n h}{l^2}, \quad (5.6)$$

где c_n — скорость продольных волн в пластине, м/с;

h — толщина пластины, м.

Если задаться наличием не менее пяти одновременно возбужденных мод, то частота, ниже которой число мод становится меньше 5, равна

$$f'_n = \frac{12,5c_n h}{S \sqrt{1-\sigma^2}} \approx \frac{15c_n}{S} \quad (5.7)$$

где S - площадь пластины, м².

Область существования диффузного поля лежит выше наибольшей из этих частот. Их отношение $f_n / f'_n \approx 0,7S / l^2$. Очевидно, что для квадратных пластин расчет следует вести только для значений l , так как оно всегда будет больше, а для сравнительно узких пластин — для l .

Оценка диффузности вибрационного поля требует оценки корреляционных зависимостей между значениями вибраций в разных точках и на разных частотах. Приближенная оценка может быть сделана по разбросу уровней измеряемой вибрации на разных частотах. При диффузном поле этот разброс невелик.

Диффузное вибрационное поле в пластине можно характеризовать (аналогично диффузному звуковому полю в помещении) временем свободного пробега энергии τ_3 .

Для пластины площадью S и периметром L оно равно

$$\tau_3 = 1,6S / (c_n L), \quad (5.8)$$

где c_n - скорость изгибных волн в пластине.

Кроме того, характеристикой диффузного поля является время реверберации (время спада уровня вибрации - колебательного смещения, скорости или ускорения на 60 дБ, - после выключения источника).

Для судовых и им подобных сложных конструкций необходимо учитывать и распространение звуковой энергии в виде продольных волн. Приближенно можно полагать, что количество энергии, переносимой изгибными и продольными волнами, соизмеримо. Дело в том, что изгибные и продольные волны в конструкции тесно связаны между собой при имеющих место в многоузловых конструкциях интенсивных преобразованиях одного типа волн в другие. Таким образом, поток энергии изгибных волн g_n равен потоку энергии продольных волн g_p .

Однако плотности энергии этих волн ω_n и ω_p будут различны:

$$\frac{\omega_n}{\omega_p} = 0,9(c_p/\omega h)^{1/2},$$

где h - толщина пластины. Очевидно, чем больше h , тем больше это различие.

Частота, на которой $\omega_n = \omega_p$,

$$f_0 = \frac{0,13c_p}{h}.$$

Для судовых металлических конструкций характерны толщины порядка 1 см. При этом $c_p \approx 5000$ м/с, а

$$f_0 = \frac{0,13 \cdot 500}{10^{-2}} \approx 6500 \text{ Гц.}$$

В звуковом диапазоне частот плотность энергии и нормальная к плоскости пластины амплитуда продольных волн будут существенно ниже таких же параметров изгибных волн.

Для строительных конструкций характерны толщины порядка 5-10 см, а скорость продольных волн порядка 3500 м/с, тогда

Как видно, в этом случае значение продольных волн заметно возрастает, и в верхнем диапазоне звуковых частот они могут играть заметную роль в колебаниях элементов.

5.1.3 Виброизоляция элементов и узлов конструкций

Виброизоляция может оцениваться с помощью коэффициента прохождения амплитуды T через препятствие на бесконечной пластине

$$f_0 = \frac{0,13 \cdot 3500}{5 \cdot 10^{-2}} \approx 9100 \text{ Гц.}, \quad (5.9)$$

где m_1 - массы пластин до препятствия, кг;

m_2 - массы пластин после препятствия, кг.

При диффузном поле коэффициент прохождения усредняют по углу падения.

5.1.3.1. Виброизоляция задерживающих массы и ребер жесткости

Виброзадерживающая масса (ВЗМ) - металлический брус квадратного или более сложного сечения, устанавливаемый в соединениях пластин

конструкций специально для предотвращения распространения вибрации (рисунок 5.5). Частота (в Гц) полной виброизоляции определяется толщиной пластины h , м, и радиусом инерции препятствия r , м:

$$f_{п.в} = (225h \cdot 10^2) / r^2. \quad (5.10)$$

Ребра жесткости, если их высота меньше 1/6 длины изгибной волны, также можно рассматривать как виброзадерживающие массы.

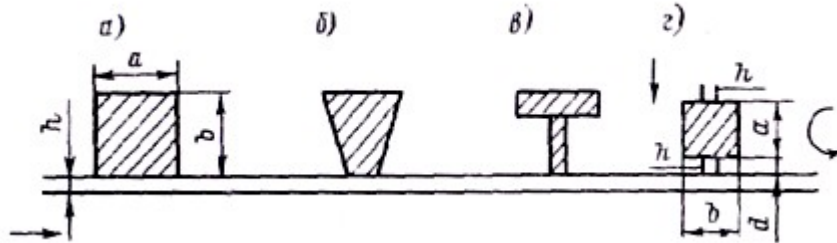


Рисунок 5.5 – Элементарная виброзадерживающая масса в виде бруса (а) и ее модификации (б, в, г)

При показанном на рисунке 5.5 линейном соединении пластин коэффициент прохождения энергии диффузного поля изгибных волн в пластине составляет:

$$\langle T^2 \rangle = m_{пл} [k_{и.м} + k_{к.м} (1 + 0,5k_{и.пл} a) k_{и.пл}^{-2} r^{-2}] m_{м}^{-1} k_{и.пл}^{-2}, \quad (5.11)$$

где $m_{пл} = \rho h n l = a b \rho_m$ - волновое число изгибных колебаний пластины;

$k_{и.м}$ - волновые числа изгибных колебаний массы;

$k_{к.м}$ - волновые числа крутильных колебаний массы;

r - радиус инерции сечения ВЗМ ($r = 0,65b$), относительно ее центра тяжести, м.

Значения a и b выбираются из условия

$$a = b > 0,6h_{пл}^2 f_n^{-1/2},$$

где f_n — нижняя частота диапазона эффективной работы ВЗМ, Гц.

Виброизоляция бесконечной ВЗМ по отношению к диффузному полю с учетом изгибных и крутильных колебаний равна

$$\begin{aligned} \text{ВИ} &= 10 \lg \frac{1}{\langle T^2 \rangle} = 10 \lg \frac{m_{м} k_{и.пл}^2}{m_{пл} [k_{и.м} + k_{к.м} (1 + 0,5k_{и.пл} a) k_{и.пл}^{-2} r^{-2}]} \\ &= 10 \lg \frac{m_{м} k_{и.пл}^4 r^2}{m_{пл} [k_{и.м} k_{и.пл}^2 r^2 + k_{к.м} (1 + 0,5k_{к.пл} a)]}. \end{aligned} \quad (5.12)$$

Для увеличения виброизоляции ВЗМ целесообразно увеличивать ее высоту b (сохраняя массу неизменной). Это допустимо лишь до тех пор, пока высота ВЗМ не станет соизмеримой с длиной самых коротких изгибных волн, в ней распространяющихся. Иначе возникают дополнительные резонансные явления, снижающие виброизоляцию.

Условия, ограничивающие высоту

$$\frac{\lambda}{6} = (c_{и.м}/6f_{в}) \geq b,$$

где $f_{в}$ - верхняя часть рабочего диапазона ВЗМ.

Виброизоляция при Т - образном соединении пластин по отношению к изгибным волнам, падающим на ВЗМ из вертикальной пластины,

$$\langle T^2 \rangle \approx \frac{8k_{и.м}(1 + k_{и.пл}a/2)^2 m_{пл}}{3k_{и.пл}^4 m_{м} r_{м}^2};$$

$$r_{м} = \left[\frac{a^2}{6} + \left(\frac{a}{2} + d \right)^2 \right]^{1/2}. \quad (5.13)$$

Более точная, но громоздкая формула

$$\langle T^2 \rangle = \frac{4k_{к.м}(1 + 0,5k_{и.пл}a)^2}{k_{к.пл}a[2 + (1 + 0,5k_{и.пл}a)^2(1 + 0,5k_{и.пл}a + 0,25k_{и.пл}^2ab)^{-2}(0,5k_{и.пл}a)^2]}$$

Значение d не должно превышать $1/6$ длины изгибной волны в приставке, т. е.

$$t_n d^{-2} \geq 3,6 \cdot 10^{-3} f_{в},$$

или $d \geq 0,3a$, что соответствует приросту виброизоляции на 3 дБ (t_n — толщина прокладки).

Способ присоединения ВЗМ к пластине имеет важное значение, наилучший — сварка, приемлемо приклеивание (без зазоров); недопустимы болтовые и заклепочные соединения.

5.2 Виброизоляторы как звенья четырехполюсников

Виброизолирующее крепление может рассматриваться как двухконечное пассивное механическое звено или совокупность механических звеньев, каждое из которых аналогично электрическому четырехполюснику. Отдельный виброизолятор также может быть представлен четырехполюсником.

На рисунке 5.7 показана схема двухконечного механического звена в виде четырехполюсника. Извне (ко входу) приложена возмущающая сила F_1 , а к другому концу (выходу) - сила реакции F_2 со стороны механической системы, на которую нагружено данное звено. Скорости y_1 и y_2 на входе и выходе системы, вызываемые силой F_1 , если они положительны, направлены от входа к выходу, тогда как силы положительны, если направлены внутрь звена.

В гармоническом установившемся режиме справедлива система уравнений, связывающих колебательные силы и скорости,

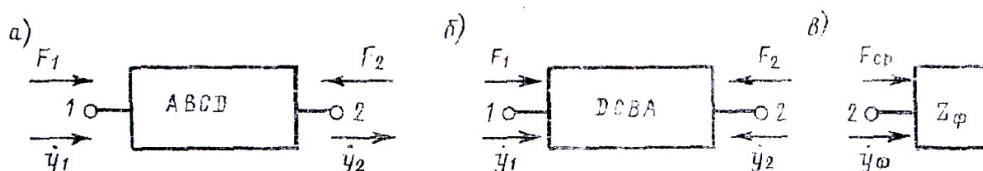
$$\left. \begin{aligned} F_1 &= AF_2 + By_2; \\ y_1 &= CF_2 + Dy_2, \end{aligned} \right\} \quad (5.14)$$

где A, B, C, D — характеристические коэффициенты двухконечного звена, связанные между собой соотношениями

$$AD - BC = 1. \quad (5.15)$$

В общем случае все характеристические коэффициенты, зависят от частоты и представляют собой комплексные числа: A и D - безразмерны, B - имеет размерность механического сопротивления, C - размерность механической проводимости (обратную размерности B).

Для дальнейшего рассмотрения используется случай линейных двухконечных механических звеньев, у которых характеристические сопротивления не зависят от значений сил и скоростей.



а - прямая схема; б - обращенное звено; в - к определению входного механического сопротивления

Рисунок 5.6 - Схема двухконечного механического звена в виде четырехполюсника

Обычно уравнение представляется в виде матрицы

$$\begin{pmatrix} F \\ y_1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} A & B \\ C & D \end{pmatrix} \begin{pmatrix} F_2 \\ y_2 \end{pmatrix} = A_0 \begin{pmatrix} F_2 \\ y_2 \end{pmatrix}, \quad (5.16)$$

где A_0 — матрица характеристических коэффициентов, ее определитель равен 1.

В общем случае, когда одна и та же внешняя сила приложена сначала к одному, а затем к другому концу звена (такой случай называется обращенным звеном), она вызывает разные по величине силы реакции F_2 и колебательные

скорости y_1 и y_2 . В частном случае, когда $A=D$ обращение ничего не меняет, такое звено называется симметричным.

Входным механическим сопротивлением Z_Φ той части механической системы, на которую нагружено рассматриваемое звено (фундаментом), в точке 2 механического звена называется отношение между силой и скоростью

$$Z_\Phi = F_2/y_2 = F_\Phi/y_\Phi. \quad (5.17)$$

Положительное направление силы F_Φ и скорости y_Φ совпадает с положительным направлением силы F_1 и скоростей y_1 и y_2 и оказывается противоположным направлению силы F_2 .

Входное механическое сопротивление Z_Φ , связано с параметрами четырехполюсника

$$y_1 = F_1 (CZ_\Phi + D)/AZ_\Phi + B = F_1/Z_{1\Phi}, \quad (5.18)$$

где $Z_{1\Phi}$ - входное механическое сопротивление двухконечного звена вместе с подключенным к его выходу механическим сопротивлением

$$\dot{y}_2 = \dot{y}_\Phi = F_\Phi/Z_\Phi = F_1/(AZ_\Phi + B) \quad (5.19)$$

Если $Z_\Phi \rightarrow \infty$ (т. е. весьма велико), то $y_2 \rightarrow 0$, $Z_\Phi = Z_1 = A/C$ - сопротивление холостого хода. Если выход двухконечного звена свободен, т. е. $Z_\Phi = 0$, то $F_2 = F_\Phi = 0$, а $Z_\Phi = Z_k = B/D$ — сопротивление короткого замыкания.

Обратные величины Z_{10} и Z_{1k} носят названия.

Входной подвижности двухконечного механического звена с закрепленным выходом

$$M_{10} = 1/Z_{10} = C/A; \quad (5.20)$$

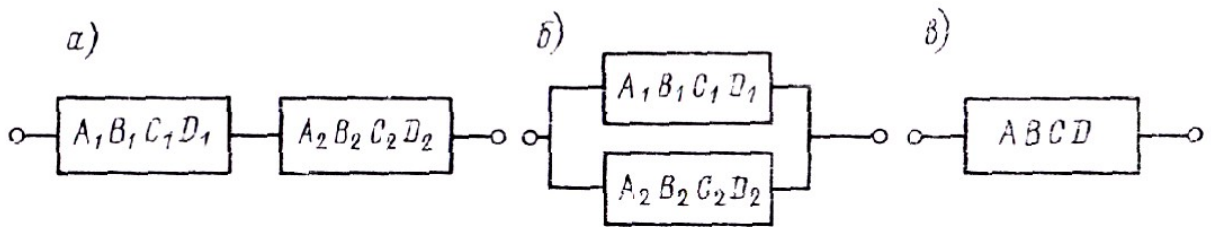
Входной подвижности двухконечного механического звена со свободным выходом

$$M_{1k} = 1/Z_{1k} = D/B. \quad (5.21)$$

Выражение (5.16) можно представить в следующем виде:

$$\begin{pmatrix} F_1 \\ F_2 \end{pmatrix} = Z \begin{pmatrix} \dot{y}_1 \\ \dot{y}_2 \end{pmatrix}, \quad (5.22)$$

где $Z = \begin{pmatrix} A/C & -1/C \\ A/C & -D/C \end{pmatrix}$ - матрица механических сопротивлений.



а - матрицы последовательного соединения; б - матрицы, параллельного соединения; в - результирующая матрица

Рисунок 5.7 - Последовательное и параллельное соединение двухконечных механических звеньев

Два последовательно соединенных двухконечных механических звена со своими матрицами характеристических элементов эквивалентны одному звену с матрицей, равной их произведению (рисунок 5.8):

$$\begin{pmatrix} A & B \\ C & D \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} A_1 A_2 + B_1 C_2 & A_1 B_2 + B_1 D_2 \\ C_1 A_2 + D_1 C_2 & C_1 B_2 + D_1 D_2 \end{pmatrix}. \quad (5.23)$$

Для получения матрицы характеристических коэффициентов эквивалентного составного звена нужно перемножить матрицы характеристических коэффициентов составляющих его звеньев в том порядке, в каком эти звенья следуют друг за другом в направлении от входа к выходу составного звена.

Два параллельно соединенных двухконечных звена эквивалентны одному звену (рисунок 5.8, в), характеристические коэффициенты которого равны

$$\left. \begin{aligned} A &= \frac{A_1 C_2 + A_2 C_1}{C_1 + C_2}; & B &= B_1 + B_2 + \frac{(A_1 - A_2)(D_1 - D_2)}{C_1 + C_2}; \\ C &= \frac{C_1 C_2}{C_1 + C_2}; & D &= \frac{C_1 D_2 + C_2 D_1}{C_1 + C_2}. \end{aligned} \right\} \quad (5.24)$$

Матрица механических сопротивлений эквивалентного представляет собой сумму исходных матриц параллельных звеньев.

Схемы и характеристические коэффициенты двухконечных механических звеньев с сосредоточенными параметрами приведены в таблице 5.1.

Правила вычисления характеристических коэффициентов:

- 1) включение в цепочку жесткого звена 1 не меняет характеристик цепочки;
- 2) при параллельном соединении пружины и демпфера образуется упруго вязкое звено с характеристическими коэффициентами

$$A = D = 1; \quad B = 0; \quad C = j\omega / (C + j\omega R) = j\omega / \bar{C},$$

- 3) где \bar{C} - комплексная жесткость звена;

4) при параллельном сопротивлении упруго вязких звеньев комплексная жесткость вновь полученного составного двухконечного звена равна

$$\tilde{C} = \sum_{i=1}^n C_i + j\omega \sum_{i=1}^n R_i.$$

Таблица 5.1 – Характеристические коэффициенты двухконечных механических звеньев

Характеристические коэффициенты	Вид звена			
	Жесткое безынерционное звено	Масса (инерция)	Безынерционная пружина	Демпфер (вязкое трение, пропорциональное скорости)
				
<i>A</i>	1	1	1	1
<i>B</i>	0	$j\omega M$	0	0
<i>C</i>	0	0	$j\omega/C$	$1/R$
<i>D</i>	1	1	1	1

5) если в числе простейших звеньев, образующих составное звено, нет звена с массой, то $B = 0$; A и D равны единице. При последовательном соединении звеньев а при параллельном - .

Реальные механические звенья являются физическими телами с распределенными массой, жесткостью, трением. Соответствующие формулы и схемы механических звеньев усложняются.

5.2.1 Виброизоляция упругой прокладки

Рассмотрим виброизоляцию упругой прокладкой продольных волн в безграничном вибропроводе из материалов с большим акустическим сопротивлением. Сечения вибропровода и прокладки могут быть неодинаковыми (при слишком большой разнице возможно преобразование видов волн на границе, что здесь не учитывается). Для увеличения виброизолирующих свойств прокладки в нее вводится сосредоточенная масса.

Колебательные силы и колебательные скорости: на передней границе F_1, y_1 на задней границе F_2, y_2 Эти величины для составной прокладки связаны между собой матричным равенством

$$\begin{pmatrix} F_1 \\ \dot{y}_1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} A'_n & B'_n \\ C'_n & A'_n \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 1 & Z_{n,l} \\ 0 & 1 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} A''_n & B''_n \\ C''_n & A''_n \end{pmatrix} \begin{pmatrix} F_2 & 0 \\ \dot{y}_2 & 0 \end{pmatrix}, \quad (5.25)$$

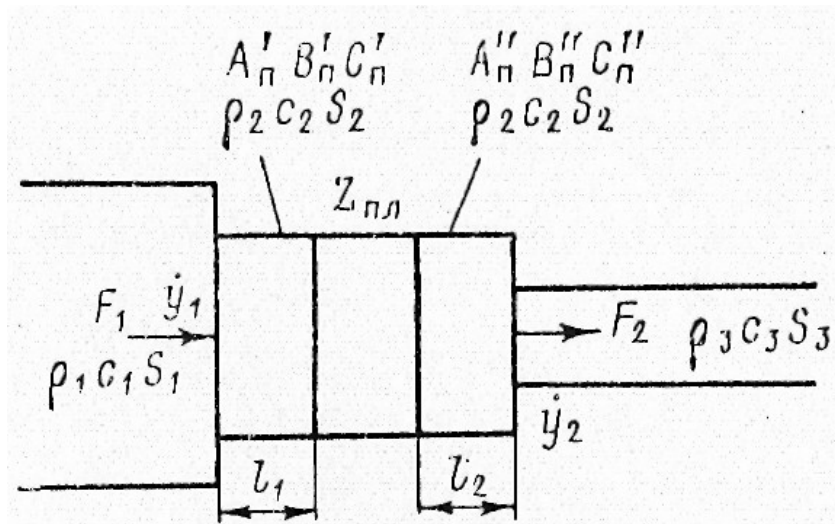


Рисунок 5.8 - Виброизоляция упругими прокладками с промежуточной массой

где - коэффициенты четырехполосников, соответствующих двум частям составной упругой прокладки. Первая матрица (в правой части равенства) соответствует первой части прокладки, вторая представляет двухполосник, отображающий промежуточную массу ($Z_{пл}$ — ее механическое сопротивление), третья матрица соответствует второй части прокладки. Ввиду симметричности четырехполосников первый и четвертый члены их матриц одинаковы.

Раскрывая матрицы по обычным правилам, получаем уравнения:

$$\left. \begin{aligned} F_1 &= [A'_n A''_n + (A'_n + (A'_n Z_{пл} + B'_n) C'_n) C''_n] F_2 + [A'_n B''_n + (A'_n Z_{пл} + B'_n) A''_n] \dot{y}_2; \\ \dot{y}_1 &= [C'_n A''_n + (C'_n Z_{пл} + A'_n) C''_n] F_2 + [C'_n B''_n + (C'_n Z_{пл} + A'_n) A''_n] \dot{y}_2. \end{aligned} \right\} \quad (5.26)$$

Для плоских волн

$$\dot{y}_1 = F_1 / \rho_1 c_1 S_1; \quad \dot{y}_2 = F_2 / \rho_3 c_3 S_3. \quad (5.27)$$

Тогда отношение F_1/F_2 , характеризующее виброизолирующий эффект составной прокладки в вибропроводе, может быть найдено из приведенных уравнений:

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{1}{2} \left\{ [A'_n A''_n + (A'_n Z_{пл} + B'_n) C'_n] + \frac{1}{\rho_3 c_3 S_3} [A'_n B''_n + (A'_n Z_{пл} + B'_n) A''_n] + \rho_1 c_1 S_1 [C'_n A''_n + (C'_n Z_{пл} + A'_n) C''_n] + \frac{\rho_1 c_1 S_1}{\rho_3 c_3 S_3} [C'_n B''_n + (C'_n Z_{пл} + A'_n) A''_n] \right\}. \quad (5.28)$$

В общем виде расчеты производятся на ЭВМ.

Рассмотрим однородную прокладку в однородном вибропроводе постоянного сечения. При этом $Z_{\text{пл}}=0$; коэффициенты четырехполюсника с двумя штрихами для отсутствующей прокладки

$$A''_{\text{п}}=1; \quad B''_{\text{п}}=\tilde{C}''_{\text{п}}=0; \quad \rho_1 c_1 S_1=\rho_3 c_3 S_3=\rho c S.$$

Штрихи у коэффициентов $A_{\text{п}}$, $B_{\text{п}}$, опускаем, так как прокладка одна:

$$F_1/F_2 = 0,5 [2A_{\text{п}} + (B_{\text{п}}/\rho c S) + \rho c S C_{\text{п}}]. \quad (5.29)$$

Трением в прокладке пренебрегаем, толщина ее – l . Тогда $A_{\text{п}} = \cos kl$, $B_{\text{п}} = j\rho_2 c_2 \sin kl$; $C_{\text{п}} = j \sin kl / \rho_2 c_2 S$. Так как $\rho_2 c_2 \ll \rho c$ (иначе прокладка не служила бы виброизолятором), то вторым членом в (5.29) пренебрегаем:

$$F_1/F_2 = \cos kl + j (\rho c / 2\rho_2 c_2) \sin kl. \quad (5.30)$$

Если на длине прокладки укладывается целое число полуволн, то наступает волновой резонанс, при котором вибропроводимость определяется коэффициентом трения в материале прокладки. Виброизоляция при этом мала. Частоты этих резонансов равны

$$f_n = n c_2 / 2l, \quad n = 1, 2, 3 \dots \quad (5.31)$$

В областях антирезонансов, т. е. при

$$f_n = (2n - 1) c_2 / 4l, \quad (5.32)$$

виброизоляция максимальна и равна половине отношения волновых сопротивлений материала вибропровода и прокладки.

На низких частотах $\sin kl$ можно заменить kl , $\cos kl$ заменить единицей. Выражение $\sin kl / \rho_2 c_2$ представлено в виде

$$j (\sin kl) / \rho_2 c_2 \approx j \omega l / \rho_2 c_2^2 = j \omega l / E_2,$$

где E_2 - модуль упругости материала прокладки. Но $E_2/l = C$ - жесткость прокладки на единицу ее площади, а $(C/j\omega) = Z_y$ - импеданс (механическое сопротивление) прокладки.

Отношение колебательных сил принимает вид

$$\frac{F_1}{F_2} = 1 + \frac{j\omega\rho c}{2C} = 1 + \frac{\rho c}{2Z_y}. \quad (5.33)$$

Отношение модулей равно

$$\left| \frac{F_1}{F_2} \right| = \left[1 + \left(\frac{\rho c}{2Z_y} \right)^2 \right]^{1/2}. \quad (5.34)$$

Виброизоляция упругой прокладки (в дБ) равна

$$\text{ВИ} = 20 \lg \left| \frac{F_1}{F_2} \right| = 10 \lg \left[1 + \left(\frac{\rho c}{2Z_y} \right)^2 \right]. \quad (5.35)$$

Как известно, звукоизоляция массивного препятствия в воздухе имеет вид

$$\left| \frac{F_1}{F_2} \right| = \left[1 + \frac{Z_m}{2\rho c} \right]^{1/2}, \quad (5.36)$$

где $Z_m = \omega m$ - инерционное сопротивление единицы площади стенки. Из сопоставления этих формул следует, что если в воздушной среде с малым удельным акустическим сопротивлением изолирующим элементом служит масса, то в вибропроводе из материала с большим сопротивлением (металл, бетон и т.д.) изолирующим элементом является упругость, т. е. элемент с малым акустическим сопротивлением. Дополнительная промежуточная масса на средних и высоких звуковых частотах имеет импеданс значительно больший, чем импеданс прокладки (т.е. действует как звукоизолирующая преграда в воздухе) и обеспечивает дополнительный эффект виброизоляции.

При распространении изгибных волн процесс перехода их через прокладку более сложен. На частоте $f_{п.п}$ наблюдается полное прохождение вибраций через прокладку:

$$f_{п.п} = \frac{0,2c_2E_2}{E_1lH^{1/2}},$$

где E_1 - модуль упругости материала вибропровода;

c_2 - скорость звука в материале прокладки, м/с;

H - поперечный размер прокладки, м;

l - толщина прокладки, м.

Значение частоты $f_{п.п}$ - обычно несколько сотен герц. Выше этой частоты виброизоляция (в дБ) следует закону

$$\text{ВИ}_{из} = 10 \lg \left\{ 1 + \left| 1 - (f/f_{п.п})^{3/2} \right|^2 \right\}. \quad (5.37)$$

При значениях $(f/f_{п.п}) \geq 3,5$

$$\text{ВИ}_{из} \approx 30 \lg(f/f_{п.п}). \quad (5.38)$$

В этом частотном диапазоне значение виброизоляции изгибных волн нарастает с увеличением частоты быстрее, чем значение виброизоляции продольных волн, но максимальное значение виброизоляции изгибных волн не достигает максимального значения изоляции продольных волн, определяемой отношением волновых сопротивлений материалов вибропровода и упругой прокладки.

Указанные формулы для идеального безграничного вибропровода с упругой вставкой практически наиболее подходят для расчета длинного металлического вала с упругими прокладками и муфтами.

5.2.2 Опорная виброизоляция

Рассмотрим механизм, установленный на виброизоляторы. Для случая, когда виброизоляторы служат опорой механизма, устанавливаемого на специальные фундаменты, справедлива модель, представленная на рисунок 5.10, а. Акустическое сопротивление фундамента принимаем равным бесконечности; колебательная скорость y_2 при этом равна нулю.

Матричное равенство для колебательных сил и скоростей на входе и выходе системы имеет вид

$$\begin{pmatrix} F_1 \\ y_1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} A_M & B_M \\ C_M & A_M \end{pmatrix} \begin{pmatrix} A & B \\ C & A \end{pmatrix} \begin{pmatrix} F_2 & 0 \\ y_2=0 & 0 \end{pmatrix}. \quad (5.39)$$

Первая матрица в правой части характеризует механизм, вторая соответствует виброisolлятору.

С учетом того, что акустическое сопротивление механизма (той его части, которая может быть условно названа вибропроводом) значительно больше сопротивления виброisolлятора (иначе и не было бы виброизоляции), получаем

$$F_1 = (A_M A + B_M C) F_2. \quad (5.40)$$

Так как механизм в отличие от бесконечного вибропровода имеет конечную длину и в нем могут устанавливаться стоячие волны, виброизоляция может быть получена из сравнения колебательных сил и скоростей на основании при наличии виброisolлятора и без него.

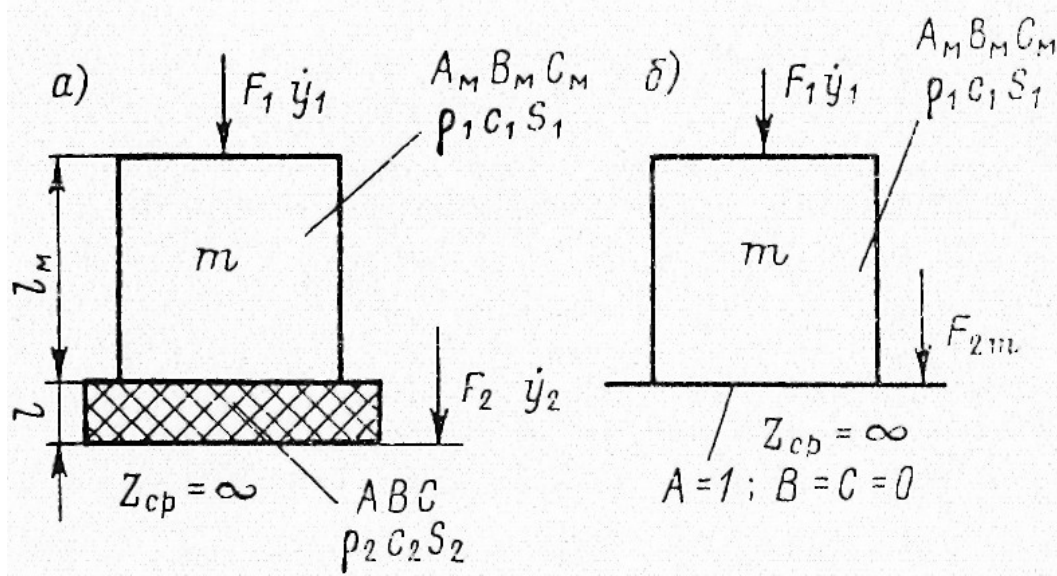


Рисунок 5.9 - Модель установки механизма на виброизоляторы (а) и без них (б)

Схема, представленная на рисунке 5.9,б, дает для F_{2M} при $A = 1$, $C = 0$: $F_{2M} = F_1/A_M$.

Пренебрегая потерями и учитывая, что $A = \cos kl$; $C = (j \sin kl)/\rho_2 c_2$; $A_M = \cos k_M l_M$; $B_M = j \rho_1 c_1 S_1 \sin k_M l_M$

$$F_{2M}/F_2 = \cos kl - (\rho_1 c_1 S_1 / \rho_2 c_2 S_2) \operatorname{tg} k_M l_M \sin kl.$$

Для низких частот

$$F_{2M}/F_2 = \cos kl - (\omega m / \rho_2 c_2 S_2) \sin kl.$$

Виброизоляция (в дБ) равна

$$\text{ВИ} = 20 \lg |F_{2M}/F_2| = 20 \lg [\cos kl - (\omega m / \rho_2 c_2 S_2) \sin kl]. \quad (5.41)$$

При $k_1 \approx n\pi$ виброизоляция отсутствует, при этом на некоторых частотах все выражение под знаком модуля равно нулю, что соответствует безграничному увеличению колебательной силы F_2 . Это резонансы массы механизма на упругой прокладке. На еще более низких частотах $kl \ll 1$ и формула для ВИ (в дБ) принимает вид

$$[\text{при этом } (\omega m / \rho_2 c_2 S_2) (\omega l / c_2) = \omega^2 m l / E_2 S_2 = (\omega / \omega_0)^2].$$

$$\text{ВИ} = 20 \lg [1 - (f/f_0)^2]. \quad (5.42)$$

При $f/f_0 \geq 3$

$$VI = 40 \lg(f/f_0). \quad (5.43)$$

На рисунке 5.11 показан ход кривой виброизоляции, построенной по формулам (5.42) - (5.44), соответственно зонам их применимости. Видно из графика, что до частот порядка виброизоляция отрицательна, т. е. при установке механизма на виброизолятор колебания в некотором диапазоне частот даже усиливаются. На этом же графике приведена характеристика виброизолятора с трением, более соответствующего реальным конструкциям.

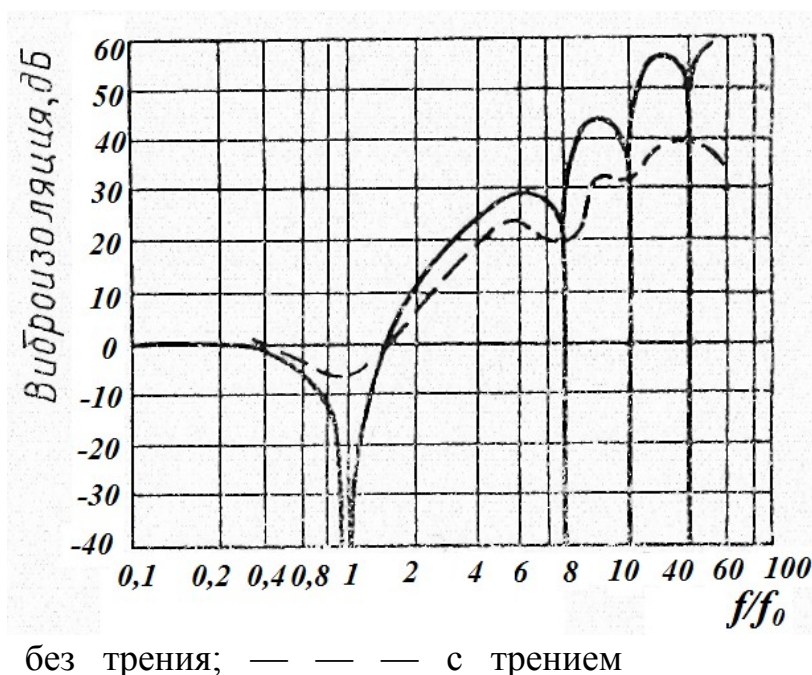


Рисунок 5.10 - Частотная характеристика виброизоляции

Потери энергии в виброизоляторах реальных конструкций исключают особенно резкие провалы виброизоляции, но при этом общий ход кривой виброизоляции оказывается несколько ниже, чем для рассмотренного идеального случая.

С акустической точки зрения выгодно понижать частоту свободных колебаний виброизолированных механизмов. Обычно частоты свободных колебаний f_0 находятся в пределах 5—10 Гц. При этом эффект виброизоляции заметен уже с 7—15 Гц.

5.3 Основные конструкции виброизоляторов

Виброизоляторы, практически используемые в промышленности и на транспорте, должны помимо акустических характеристик удовлетворять ряду требований (некоторые из которых противоречат друг другу):

- 1) иметь высокую степень надежности в работе;
- 2) обеспечивать высокую статическую и динамическую прочность;

- 3) обладать большим сроком службы, характеризуемым неизменностью их характеристик;
- 4) не создавать помех работе как виброизолируемого устройства, так и соседних механизмов и систем;
- 5) иметь минимальные габариты и массу;
- 6) быть простыми в монтаже, эксплуатации и ремонте;
- 7) сохранять свои свойства в широких пределах температур, давлений, при воздействии вредных сред и радиации;
- 8) не допускать отклонений и перекосов защищаемого оборудования сверх допустимых пределов при качке и наклонениях транспортных средств.

Очевидно, что конструктивные решения являются, как правило, компромиссными, чтобы хоть в какой-то мере удовлетворить эти требования.

Заметим, что наиболее распространенным материалом, используемым для виброизоляторов, является резина. Различают

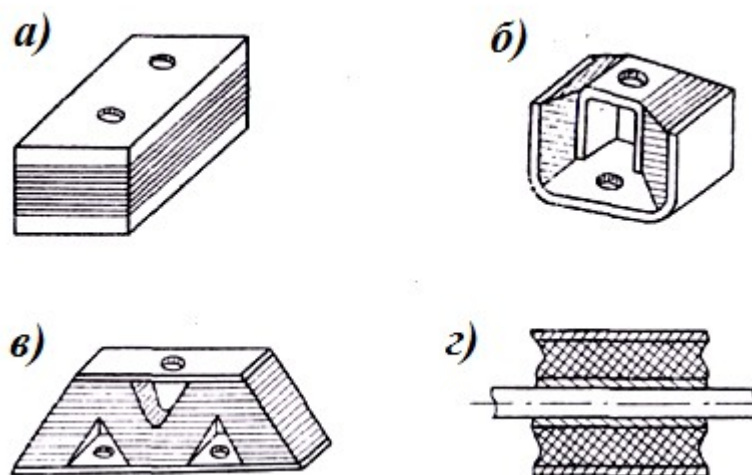


Рисунок 5.11 - Типовые конструкции сварных резинометаллических опорных виброизоляторов

резинометаллические сварные виброизоляторы, у которых упругий резиновый элемент привулканизирован к металлическим деталям, резинометаллические сборные, собираемые из отдельных резиновых и металлических деталей, комбинированные резинометаллические сборно-сварные и, наконец, комбинированные резинометаллические, имеющие резиновые и упругие элементы, работающие совместно. Резина — материал, заметно изменяющий свои свойства с температурой, а также во времени. Кроме того, многие сорта резины нестойки к маслу, бензину, дизельному топливу. Однако благодаря высокой упругости (коэффициент Пуассона резины близок к 0,5) резина является наиболее подходящим элементом для виброизоляторов.

На рисунке 5.11 показано несколько типовых конструкций сварных резинометаллических опорных виброизоляторов.

Двухпластинчатые виброизоляторы (рисунок 5.11, а) наиболее просты. Для крепления к лапам механизма и фундаменту служат резьбовые отверстия в крепежных пластинах. Недостатком этих виброизоляторов является большая разница жесткостей в осевом и поперечном направлениях. Усложнением конструкции эту разницу можно уменьшить.

Виброизолятор на рисунке 5.11,б обеспечивает работу резинового элемента в осевом направлении на сдвиг, а на рисунке 5.11,в обладает равномерной жесткостью. Эти конструкции пригодны для механизмов малой массы.

Виброизолятор типа втулки (рисунок 5.11, г) служит для подвески механизма.

На рисунке 5.11 показана конструкция разработанного советским ученым И. И. Клюкиным виброизолятора типа АКСС (амортизатор корабельного сварного со страховкой). Особенностью его конструкции является то, что повреждение места соединения резины с металлом не приводит к разрушению виброизолятора. Такого типа виброизоляторы выпускаются нескольких типоразмеров, рассчитанных на различные нагрузки.

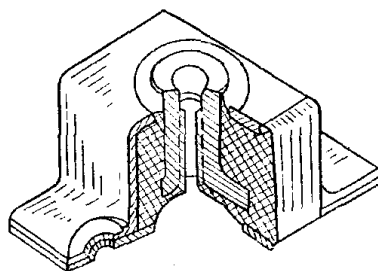
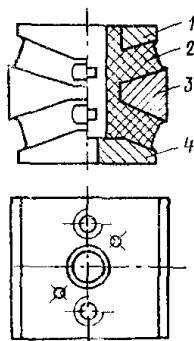


Рисунок 5.12 - конструкция виброизолятора АКСС

Виброизолятор с промежуточной массой типа АПМ (амортизатор с промежуточной массой) (рисунок 5.13) отличается формой промежуточной массы, обеспечивающей ей большой момент инерции и повышенные виброизоляционные свойства для изгибных колебаний.



1 - верхняя пластина; 2 - резиновый массив; 3 - промежуточная масса; 4 - нижняя пластина

Рисунок 5.13 - конструкция виброизолятора АМП

В качестве виброизоляторов для неопорных связей механизмов (т. е. гибких вставок) для трубопроводов применяются сварные резинометаллические патрубki, резинотканевые рукава и шланги, металлические сильфонные патрубki, а для валопроводов - сборные муфты с резинометаллическими вкладышами, муфты с резинокордными элементами.

Конструкция типовой сборной резинометаллической муфты показана на рисунке 5.14.

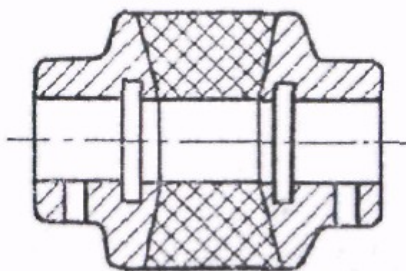


Рисунок 5.14 - Конструкция типовой резинометаллической муфты

Гибкие вставки в трубопроводе и валопроводе должны удовлетворять ряду специфических условий помимо перечисленных ранее, например обеспечивать герметичность и иметь малое увеличение объема (безраспорность), обеспечивать большие статические и динамические деформации, передачу заданного крутящего момента и т. д.

Заметим, что пружинные полностью стальные виброизоляторы широко применяются в приборостроении, автомобиле- и тракторостроении вследствие простоты конструкции, практической независимости их эффективности от внешних условий, возможности получения эффекта на низких частотах.

5.4 Связь между виброизоляцией и вибропоглощением

Необходимо отметить, что виброизоляция в конструкциях в принципе не может осуществляться без наличия вибропоглощения (или звукоизлучения в окружающую среду). Так как при идеальной виброизоляции потеря энергии не происходит, а осуществляется только ее отражение (рассеяние), то колебательная энергия где-то должна проявиться. В реальных конструкциях, механизмах, сооружениях всегда существуют (без специальных мер) небольшие потери колебательной вибрационной энергии (переход ее в тепло) при распространении, преобразовании в другие виды волн и излучение в окружающую среду.

При построении строгой теории виброизоляции в формулу для оценки ее эффективности всегда будет входить коэффициент потерь в конструкции. Чем выше этот коэффициент, тем ближе расчетное значение виброизоляции к условиям бесконечного вибропровода, перекрытого препятствием. Кроме того, если вибропровод обладает большим поглощением, снижение вибрации в точке, удаленной от источника, будет заметным и определится переходом энергии упругих колебаний в тепловую.

5.5 Динамические виброгасители

Принцип динамического гашения колебаний состоит в присоединении к объекту виброзащиты дополнительных устройств с целью изменения его вибрационного состояния в основном без перевода колебательной энергии в тепло.

Инерционные динамические виброгасители в виде дополнительной массы применяют для снижения (гашения) амплитуд колебаний гармонических или узкополосных процессов путем изменения настройки системы механизм виброгаситель по отношению к частотам возмущающих сил.

Динамические виброгасители с трением используют при соединении демпфированных элементов и коррекции упруго-инерционных свойств системы. Применение поглотителей колебаний, вносящих трение в колебательную систему (в этом случае виброгасители называют антивибраторами), позволяет совместить метод коррекции резонансных свойств и перевод части колебательной энергии в тепловую.

При реализации динамических виброгасителей противодействие колебаниям механизма осуществляется за счет реакций, передаваемых на него присоединенными виброгасителями, масса которых составляет 5-20 % приведенной массы исходной системы.

Обычно виброгасители используют для достижения локального эффекта в местах их крепления. Зачастую это может быть даже связано с ухудшением вибрационного состояния объекта, в других, менее ответственных местах.

При определенной частоте, отличающейся от частоты свободных колебаний виброгасителя на бесконечном массивном основании, масса виброгасителя приходит в интенсивные колебания, причем колебательная энергия поступает от основной системы, колебания которой поэтому ослабляются.

Пружинный виброгаситель имеет острую настройку, поэтому применяется для ослабления вибраций фиксированной частоты. У резинометаллического виброгасителя - антивибратора - полоса поглощения существенно шире.

Если на протяженную стальную пластину толщиной h , по которой распространяется волна изгиба с амплитудой колебательной скорости y_0 установить массу m , то в точке установки массы на частоте f локальное, ослабление колебаний ΔL , в дБ, равно

$$\Delta L = 20 \lg y_0 / y_1 = 10 \lg (1 + 4,6 \cdot 10^{-15} m^2 f^2 h^{-4}) \quad (5.44)$$

где y_1 - амплитуда колебательной скорости после установки массы. Значение m выражено в кг, h - в м, f - в Гц. При $\Delta L \gg 10$ дБ

$$\Delta L = 20 \lg (mf/h^2) - 143 \quad (5.45)$$

Указанные формулы справедливы при размерах массы меньших, чем длина волны изгиба в пластине. На более высоких частотах величина ослабления меньше.

Видно, что величина виброгашения сильно зависит от толщины пластины. Показано, что существует также большая зависимость этого эффекта от модуля упругости материала пластины, а именно гасить колебания пластин из мягкого материала можно меньшими массами, чем колебания стальных.

Массы даже для стальных пластин имеют небольшую величину. Так, на частоте 1000 Гц для ослабления вибрации на 15 дБ стальной пластины толщиной 0,005 м достаточно массы 2 кг.

Ослабление вибрации локально и быстро уменьшается по мере удаления от массы, а именно примерно на 3 дБ на расстоянии в половину длины изгибной волны $\lambda/2$. Отсюда следует, что на высоких частотах эффект ослабления выше, но проявляется на меньшем расстоянии. При необходимости снижения вибраций на значительной площади следует устанавливать большое число масс.

Резонансные виброгасители звука действуют в узком диапазоне частот. Они состоят из упруго-вязкого элемента - прокладки из резины и стальной накладке, т. е. инерционного элемента. Все элементы склеены друг с другом и с демпфируемой пластиной (рисунок 5. 20).

Ослабление вибрации безграничной пластины толщиной h виброгасителем без потерь с массой t и собственной частотой f_{0F}

$$\Delta F = 10 \lg \left\{ 1 + \frac{(\omega t)^2}{64 D \rho h [(f/f_{0F})^2 - 1]^2} \right\}, \quad (5.46)$$

где ρ , E - плотность и модуль Юнга материала пластины.

Собственная частота колебаний простого виброгасителя в вертикальном направлении

$$D = \frac{E h_p^3}{12};$$

где h_p , E_p - толщина и модуль Юнга материала прокладки;
 h_n - толщина накладке.

Варьируя толщины накладке и упругого элемента, а также модуль Юнга этого элемента можно обеспечить собственные частоты колебаний виброгасителей от десятков герц до нескольких килогерц.

Собственная частота характеризует силовой импеданс виброгасителя, играющий основную роль в отсасывании энергии поперечных колебаний пластины. Наиболее эффективно (до 20 - 25 дБ) действие виброгасителей при установке их в области пучностей колебаний пластины на соответствующих модах, поэтому целесообразна установка нескольких виброгасителей.

Виброгасители с потерями (антивибраторы) имеют менее острую настройку, действуют в широкой полосе частот, а эффективность их ниже.

В более общем виде локальное ослабление ΔL антивибратором с одной степенью свободы на лапе виброизолированного механизма имеет вид

$$\Delta L = 20 \lg \frac{(M^2 + N^2)^{1/2}}{[m_p + m_\phi (1 - f_{M\phi}/f_0)] \{ \eta_a^2 + [(f/f_a)^2 - 1] \}}, \quad (5.47)$$

$$M = m_a(f/f_{0a})(1 - \omega^2 m_p/C_{aM});$$

$$N = \{m_\phi[1 - (f/f_0)^2] + m_p\}\{\eta_a^2 + [(f/f_{0a})^2 - 1]^2\} + m_a[(f/f_{0a})^2 - 1 - \eta_a] \cdot [(\omega^2 m_\phi/C_{BM}) - 1];$$

$$f_0 = 0,16\sqrt{C_{aM}/m_p}$$

- собственная частота массы m_p на виброизоляторе с упругостью C_{aM} , Гц;

f_{0a} - собственная частота антивибратора, Гц;

m_a - масса антивибратора, кг;

m_ϕ - масса фундамента, кг;

m_p - масса лапы или рамы, приходящаяся на один виброизолятор, кг;

η_a - коэффициент потерь антивибратора.

Значительный эффект действия антивибратора наблюдается на его собственной частоте. Имеется также максимум на более низких частотах, а также и на частотах вне резонанса. Эффект вибропоглощения тем больше, чем больше масса антивибратора. Реальные антивибраторы представляют собой систему с шестью степенями свободы, а потому резкие экстремумы сглаживаются (поглощение в виброизоляторе и фундаменте также вносит свою небольшую долю). На частотах выше резонансной антивибраторы ведут себя не как резонансная вибропоглощающая система, а как местное демпфирующее средство с упруго-вязким элементом.

5.6 Активные системы виброзащиты

Как и в активных системах звукопоглощения, в системах виброзащиты используют дополнительный источник вибрации, получающий возбуждение от виброприемника, размещенного в определенной точке вибрационного поля. Информация, получаемая от виброприемника, обрабатывается с учетом характера вибропровода, расстояния между местом приема и переизлучения, моды колебаний, которую необходимо ослабить, а также свойств виброприемника и дополнительного источника.

Часто указанные методы носят названия активных методов компенсации вибрации.

В области разработки теории и практики активных систем виброзащиты много сделали советские ученые Б. Д. Тартаковский, В. В. Тютюкин, Г. Д. Малюжинец, А. П. Головнин, А. С. Никифоров.

Активные системы виброзащиты по энергетическим признакам подразделяются на три вида:

1) системы, в которых работа дополнительных излучателей в непосредственной близости от источника вибрации приводит к изменению нагрузочного импеданса этого источника и уменьшает излучаемую им активную мощность. Поле вибрации в районе источника возрастает;

2) системы, в которых в районе расположения дополнительных источников вибрации поле снижается (компенсируется в большей или меньшей степени);

3) системы, в которых дополнительные источники вместе с первичным источником образуют антенну, обладающую заданной направленностью (например, такую, что вибрационное поле в определенном направлении будет минимально).

Во всех случаях использования активных систем виброзащиты следует помнить, что при этом в вибрационное поле вводится дополнительная колебательная энергия, которая должна в какой-то области пространства материализоваться, причем если эта область будет невелика, то увеличение в ней колебательной энергии может быть большим.

Основной принцип компенсации колебаний - введение в ту же область колебаний того же типа (той же моды), той же амплитуды, но фазы, отличающейся на 180° от фазы существующих первичных колебаний.

Сравнительно с возможностями активной звукоизоляции задача активной виброизоляции оказывается более сложной, так как в твердотельных конструкциях наблюдается многомодовость и различные типы колебаний (изгибные, продольные, сдвиговые и другие волны).

Серьезным ограничением применения метода активной виброзащиты является невозможность обеспечения широкой частотной полосы гашения различных мод. При расширении рабочей полосы частот возникают условия для положительной обратной связи и вместо ослабления наступает неустойчивая работа системы и даже самовозбуждение на некоторых частотах.

В качестве дополнительного источника вибрации используют гидравлические, пневматические, электромеханические и электромагнитные системы. Обработка сигналов, получаемых от виброприемников, производится средствами электроники. Перспективно использование быстродействующей электронно-вычислительной цифровой техники, запрограммированной на автоматизацию процесса компенсации, учет изменения внешних условий, нагрузки первичного источника.

Компенсация вибрации, проникающей из машины в фундамент, достигается путем установки между машиной и фундаментом (точнее виброизолятором, так как компенсатор предназначен улучшить работу виброизолятора) вибратора, развивающего динамическую силу, передаваемую на фундамент в противофазе с силой, развиваемой машиной. При этом обеспечивается компенсация некоторого числа мод. Так как опорных точек у механизма много (не менее 4—8), то число приемников и излучателей компенсирующих систем должно быть большим, что вызывает сложности из-за конструктивных и экономических соображений.

А. П. Головнин использовал метод противофазного подавления колебаний для уменьшения звуковой вибрации трехфазного трансформатора, снизив значение вибрации на 10-12 дБ. Эта цифра характерна для методов активного виброгашения.

Широкое применение метода активной виброзащиты сдерживается невозможностью обеспечения широкой частотной полосы гашения, сложностью необходимой аппаратуры. Вместе с тем в ряде частных случаев, особенно когда речь идет о снижении вибрации на дискретных частотах, применение активных

методов компенсации может быть целесообразно по техническим, конструктивным и экономическим соображениям.

5.7 Вибродемпфирование конструкций

В колеблющихся конструкциях неизбежно происходит поглощение вибрационной энергии, т. е. переход ее в тепловую. В результате амплитуда упругих волн, распространяющихся по конструкциям, уменьшается по мере удаления от источника (помимо расхождения - увеличения площади фронта волны). После прекращения действия источника амплитуда упругих волн также уменьшается с течением времени.

Мерой поглощения вибрационной энергии обычно служит коэффициент потерь τ). Волновое число соответствующих типов волн представляется в комплексном виде. Так, например, для изгибных волн волновое число при $\eta \ll 1$ (что большей частью справедливо на практике) имеет вид

$$k_n = k_0(1 - j\eta/4), \quad (5.48)$$

где $k_0 = 2\pi f/c_n$ - волновое число;

c_n - скорость изгибных волн, м/с.

Для бегущей плоской изгибной волны в пластине распределение амплитуды поперечных перемещений вдоль направления распространения этой волны по координате x имеет вид

$$\xi(x) = Ae^{-jk_0x} e^{-k_0\eta x/4} = Ae^{-k_0x(0,25\eta+j)}. \quad (5.49)$$

Наличие потерь в пластине приводит к уменьшению амплитуды изгибной волны по мере ее движения по пластине. Величина $0,25k_0\eta = \gamma$ называется коэффициентом пространственного затухания. Иногда используется логарифмический декремент затуханий $d = \pi \eta$

Рассматривая колебания во времени, получаем соответствующее выражение

$$\xi(x, t) = A_n \Psi_n(x) e^{j\omega_0 t - \delta t}, \quad (5.50)$$

где δ - показатель временного затухания;

A_n — амплитудные постоянные n -й моды, м;

Ψ_n — фундаментальная функция, описывающая форму моды.

Показатели η и δ связаны между собой соотношением

$$\delta = 0,5\omega_0\eta. \quad (5.51)$$

Видно, что временной декремент изгибных волн в два раза больше пространственного, что объясняется дисперсией скорости распространения энергии изгибных волн. В таблице 5.2 приведены значения коэффициентов γ и δ для

волн различных типов, где λ_a , λ_s и λ_c - длина изгибной, продольной и сдвиговой волн.

Коэффициент потерь η обратно пропорционален добротности системы $Q: \eta = 1/Q$, что позволяет выразить его через полосу частот $\Delta\omega$, определяемую обычно на уровне $0,707 \omega_0$, и среднюю частоту ω_0 :

$$\eta = \Delta\omega / \omega_0. \quad (5.52)$$

Причины поглощения колебаний в упругих средах довольно многообразны:

- 1) вязкое (жидкостное) трение, обусловленное трением между частицами вещества. Так как трение увеличивается с увеличением относительной скорости движения частиц, а последняя растет с частотой, коэффициент вязких потерь увеличивается с частотой;
- 2) механический гистерезис - необратимые микроизменения структуры (поворот и разрушение кристаллов, отделение волокон друг от друга). При малых деформациях в плоскости механическое напряжение - деформация эта зависимость имеет вид эллипса. Коэффициент потерь практически не зависит от частоты;
- 3) пластическое течение, вызываемое текучестью материала, когда его остаточная деформация пропорциональна времени действия усилия. При пластическом течении материала коэффициент потерь обратно пропорционален частоте;
- 4) релаксация. В релаксирующей среде при постоянной деформации напряжение, вызвавшее ее, постепенно спадает. В результате возникает сдвиг по фазе между напряжением и деформацией, приводящий к поглощению вибрационной энергии в среде. Релаксация наступает при изменении молекулярной структуры возбужденных молекул, выравнивании температур между участками среды с противоположными знаками деформации и т. д. Наибольший коэффициент потерь наблюдается в районе частоты, где период колебаний сравним с постоянной релаксации, т. е. зависимость коэффициента потерь от частоты имеет экстремальный характер.

Таблица 5.2 - Значения коэффициентов γ и δ для различных типов волн

Тип волн	γ	δ	Уменьшение амплитуды на единицу длины, дБ
Изгибная волна в стержне или пластине	$\pi\eta/2\lambda_n$	$\pi f\eta$	$13,6\eta/\lambda_n$ $27,3\eta/\lambda_n$
Продольная волна в стержне или пластине	$\pi\eta/\lambda_n$	$\pi f\eta$	
Сдвиговая (поперечная) волна в пластине	$\pi\eta/\lambda_c$	$\pi f\eta$	$27,3\eta/\lambda_c$

В любой конструкции наблюдаются все указанные типы потерь, хотя доминирует обычно одни из них.

Для конструкционных материалов (сталь, дюраль) коэффициент потерь имеет порядок 10^{-4} . Для реальных конструкций, выполненных из этих материалов, коэффициент потерь резко возрастает и составляет $10^{-2} - 10^{-3}$, что объясняется дополнительными потерями в узлах соединений отдельных элементов.

Многие судовые и строительные конструкции, как указывалось, представляют собой пластины, подкрепленные ребрами, жесткости.

Рассмотрим влияние ребер жесткости на колебательные свойства конструкции.

Волновое число для изгибных колебаний пластины равно

$$k_{из} = \sqrt[4]{\omega^2 m / EI}, \quad (5.53)$$

где m - масса единицы поверхности пластины, кг;

E - модуль Юнга материала пластины;

I - момент инерции пластины.

Эффективность применения средств вибродемпфирования пропорциональна произведению k и η), где η - коэффициент потерь, обеспечиваемый демпфированием.

На низких частотах, т. е. частотах ниже первой резонансной частоты изгибных колебаний пластины, ребристая пластина ведет себя как однородная, и ее колебательные свойства подобны свойствам стержня, образующего несимметричный двутавровый профиль (большее основание - ширина пластины, меньшее - ширина полки ребра, высота - высота ребра). При этом ребра жесткости увеличивают массу пластины и ее изгибную жесткость. Отношение волновых чисел на этих частотах пластины с ребрами и без них равно

$$\frac{k_{из.р.}}{k_{из}} = \left[\frac{h_L (1 + \mu_m)^{1/2} (1 + \mu_S)^{1/2}}{5H} \right]^{1/2}, \quad (5.54)$$

где $\mu_m = m_p / m_L$ - отношение массы ребра жесткости на единицу длины к массе пластины длиной L ;

$\mu_S = S_L / S_c$ - отношение площади поперечного сечения пластины длиной L к площади полки ребра;

H - высота ребра;

h_L - толщина пластины.

Расчеты показывают, что эффективность применения средств вибропоглощения будет на низких частотах существенно меньше (в четыре раза), чем на безреберной пластине той же толщины. Описанная ситуация справедлива при условии $k_{из.пл} L \leq 1$, что соответствует частоте

$$f_{01} = \frac{25 \cdot 10^3 h_L}{L}.$$

Приближенно $f_{01} \approx f_p / 3$.

На частотах выше f_{01} вплоть до частот, при которых возникнут изгибные колебания в ребрах (в направлении их толщины), амплитуда изгибных колеба-

ний пластины будет больше амплитуды колебаний ребер жесткости в силу их различной вибровозбудимости. Поток энергии в ребрах жесткости может приближаться к половине потока энергии в пластине. Поэтому на таких частотах внесение вибропоглощения в ребра жесткости целесообразно. В некоторых случаях по конструктивным соображениям возможно только подобное решение.

При дальнейшем росте частоты влияние демпфирования ребер жесткости снижается и целесообразность проведения демпфирования исчезает.

Предельное значение частоты демпфирования ребер жесткости определяется по формуле

$$f_{02} = 25 \cdot 10^3 h_p / H$$

где h_p - толщина ребра жесткости.

Используется несколько методов вибродемпфирования конструкций:

- 1) изготовление элементов конструкций из материалов, обладающих большим коэффициентом потерь. К таким материалам можно отнести чугун, сплавы меди и марганца, некоторые виды пластмасс (материалы для этой цели должны отвечать, кроме того, многочисленным требованиям механического характера);
- 2) нанесение на элементы конструкций вибропоглощающих покрытий;
- 3) нанесение на часть элементов конструкций вибропоглощающих мастик и покрытий;
- 4) использование вибропоглощающих засыпок из сухого песка, чугунной дроби, а также жидкостных прослоек.

5.7.1 Вибропоглощающие покрытия и материалы

Вибропоглощающие (вибродемпфирующие) покрытия подразделяются на жесткие, армированные, мягкие и комбинированные.

Жесткие вибропоглощающие покрытия (ВПП) представляют собой слой жесткой пластмассы, нанесенной на конструкцию. Деформация покрытия происходит в направлении его плоскости. Покрытия бывают и многослойные. Жесткие вибропоглощающие материалы изготавливаются в виде листов или мастик. При невысокой плотности ($\rho \approx 1,5 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^2$) они обладают коэффициентом потерь $\eta = 0,3 \div 1,0$. Важным требованием их использования является плотность приклейки (отсутствие воздушных зазоров и непроклеев). Часто эти материалы полимеризуются после установки (напылением, эмульсиями), приобретая поглощающие свойства.

Иногда используют эффект рычага — между покрытием и демпфируемым листом устанавливают слой жесткого материала (плечо рычага).

Коэффициент потерь изгибно-колеблющейся пластины, облицованной жестким вибропоглощающим покрытием, может быть найден по формуле

$$\eta = \frac{\eta_2 \alpha_2 \beta_2 (\alpha_2^2 + 12\alpha_{21}^2)}{1 + \alpha_2 \beta_2 (\alpha_2^2 + 12\alpha_{21}^2)}, \quad (5.55)$$

где $\alpha_2=h_2/h_1$ - отношение толщины слоя покрытия h_2 к толщине демпфируемой пластины;

$\beta_2=E_1/E_2$ - отношение модуля Юнга покрытия к модулю Юнга пластины;

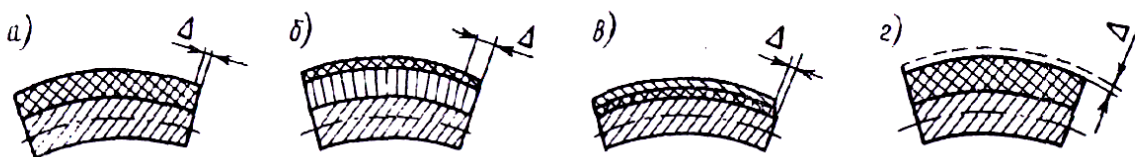
$\alpha_{21}=h_{21}/h_1=1+\alpha_2/2$; h_{21} - расстояние между нейтральными плоскостями пластины и слоя покрытия;

η_2 - коэффициент поглощения материала покрытия.

Первый член в скобках в числителе определяет поглощение энергии в пластмассе за счет ее изгиба, второй - за счет растяжения.

Частотная характеристика коэффициента потерь этого типа дает наибольший эффект на низких и средних частотах. Как видно из рис. 5.15, жесткие покрытия - это такие, в которых колебательная энергия поглощается вследствие деформаций растяжения и сжатия вдоль демпфирующего слоя.

Армированные покрытия представляют собой слой вязкоупругого материала, на который нанесен тонкий армирующий слой жесткого материала, а потери определяются деформацией сдвига в вязкоупругом слое. Для этих покрытий характерен тупой резонанс с максимумом на средних частотах. В качестве вязкоупругого слоя используются резины или резиноподобные пластмассы.



а — жесткое; б - жесткое с дополнительным слоем; в - армированное; г —мягкое

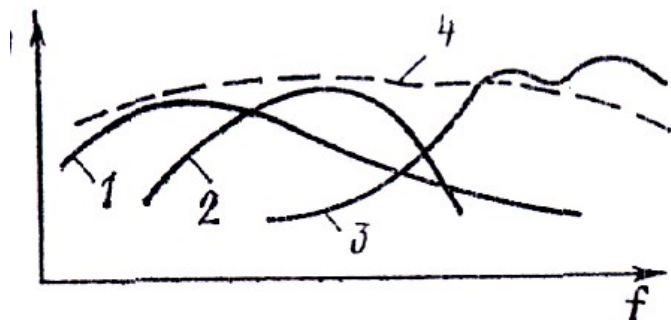
Рисунок 5.15 - Виды и характер деформации вибропоглощающих покрытий

Иногда используются сложные армированные конструкции, многослойные, фигурные, обеспечивающие лучшую эффективность, однако экономически их применение не всегда оправдано, поскольку стоимость их заметно выше.

Мягкие вибропоглощающие покрытия представляют собой слой вязкоупругого материала, в котором при поперечных перемещениях поверхности демпфируемой пластины возникают упругие волны, а именно волны сжатия [таким образом, в пластине - изгибные волны, а в покрытии - волны сжатия (продольные)], распространяющиеся по нормали к пластине.

Коэффициент потерь пластин с мягким вибропоглощающим покрытием зависит от потерь в слое, волновых чисел волн сжатия и изгиба, толщины и плотности пластины и покрытия. При определенных частотах, когда по толщине покрытия укладывается целое число полуволен, покрытие интенсивно поглощает колебания основной пластины. Для резиноподобных материалов с малым модулем упругости волновые резонансы начинаются на частотах в несколько

сот герц, причем так как коэффициент потерь высок, резонансы не выражены остро, и частотная характеристика коэффициента потерь в стальной пластине при нанесении на нее различных типов виброизолирующих покрытий имеет вид, показанный на рисунке 5.16.



1 — жесткое; 2 - армированное; 3 — мягкое; 4 — комбинированное

Рисунок 5.16 - Частотные характеристики высокими внутренними потерями

Для расширения диапазона рабочих частот в сторону низких частот можно увеличивать толщину слоя, но не более двух-трех толщин демпфируемой пластины.

Комбинированные покрытия совмещают несколько механизмов поглощения и обеспечивают более широкий частотный диапазон работы. Таковы, например, мягкое армированное поглощающее покрытие (рисунок 5.17, а), жесткое армированное (с прокладкой) покрытие (рисунок 5.17, б). Следует отметить, что поглощение продольных волн описанными покрытиями заметно меньше, чем изгибных.

Применяются слоеные вибропоглощающие конструкционные материалы, например «сэндвич» — два стальных листа, между которыми резиноподобный слой. Коэффициент потерь его максимален на средних частотах.

Цифрами показаны отдельные элементы покрытия и частотные участки на графиках справа, которые они обеспечивают.

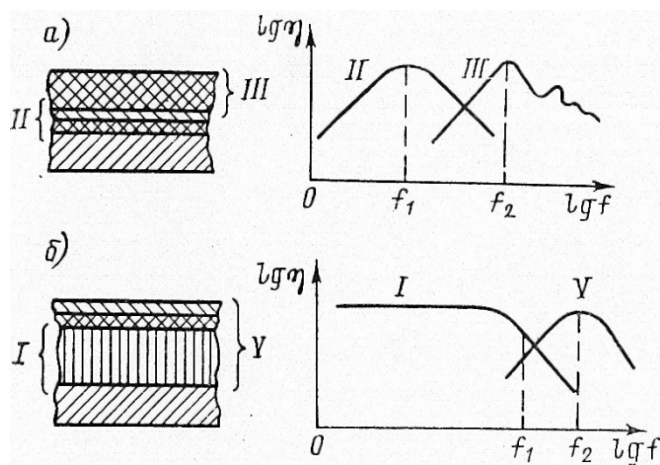
Акустические свойства всех видов покрытий и вибропоглощающих конструкций в меньшей или большей степени зависят от температуры.

Параметры некоторых отечественных вибропоглощающих покрытий и материалов приведены в таблице 5.3.

Для мягких поглощающих покрытий используют технические резины с коэффициентом потерь более 0,1.

Демпфирующий эффект покрытий с этими резинами возрастает при выполнении в них внутренних воздушных полостей. При этом покрытие делается двухслойным, нижний слой перфорированный, верхний — монолитный. Физически это объясняется увеличением коэффициента потерь вследствие появления при колебаниях интенсивных сдвиговых деформаций на границах поло-

стей. Одновременно уменьшается эффективный модуль упругости, и поэтому нижняя граница рабочего диапазона частот покрытия уменьшается.



а — мягкое армированное; б — жесткое армированное (с прокладкой)

Рисунок 5.17 - Комбинированные вибропоглощающие покрытия

Перспективно использование стеклопластика с коэффициентом потерь порядка 0,05 (мало зависящим от частоты), он обладает хорошими механическими свойствами и может работать в условиях высоких температур. Высокие вибродемпфирующие свойства присущи и изделиям из капрона, нейлона и других подобных пластмасс.

Таблица 5.3 - Параметры некоторых вибропоглощающих покрытий

Название покрытия или материала	η	$E \cdot 10^3, \text{ Па}$	$\eta E \cdot 10^3, \text{ Па}$	Примечание
ВД-17-58	0,44	8	26	Мастика
Антивибрит-2	0,44	30	13,2	Мастика
Агат	0,33	10	3,3	Листовой
«Нева»	0,016	4	0,06	Мастика
Фетр, пропитанный битумом	1	2,5	2,5	Листовой
Стекло органическое				
Стеклопластик	0,05	30	1,5	
Плиты древесные	0,02	200	4	
Сталь	0,02	30	0,6	
Песок	10^{-4}	2000	0,2	
Резина	0,1-0,15			
	0,1-1			

Некоторые металлы и сплавы обладают повышенными потерями (но все же меньшими, чем резины и пластмассы). Таковы особенно сплавы марганца с медью. Однако температурный диапазон, в котором сохраняются относительно большие значения коэффициента потерь, очень невелик.

Сыпучие вибропоглощающие материалы. Сухой песок имеет коэффициент потерь порядка 0,1. Слой сыпучего материала ведет себя подобно мягкому вибропоглощающему покрытию. Песок применяют в качестве засыпки в пустотелых конструкциях (их резонансные частоты при этом понижаются из-за изменения массы). В качестве сыпучего вибропоглощающего материала используют также чугунную дробь, применяемую для дробеструйных работ (диаметр до 0,5 мм), и алюминиевые гранулы. Жидкостные прослойки применяют для вибропоглощения в виде вязких жидкостей между двумя жесткими слоями. С помощью жидкостных прослоек из глицерина, касторового или силиконового масла можно получить коэффициент потерь порядка 0,1. Применение этого типа покрытий ограничивают трудности, связанные с необходимостью обеспечения герметизации.

5.7.2 Взаимосвязь эффектов вибродемпфирования и виброизоляции

При наличии заметного поглощения в перегородках, на которые нанесено покрытие, резонанс совпадений практически не проявляется, т. е. звукоизоляция возрастает с частотой. Тот же эффект наблюдается в виброизоляторах с потерями, устанавливаемых под механизмами: на частоте их собственных колебаний все же имеется некоторая величина виброизоляции, тогда как при отсутствии вибропоглощения наблюдается отрицательная виброизоляция (усиление колебаний).

Как упоминалось, отсутствие поглощения в колеблющемся механизме приводит к тому, что многократные отраженные потоки энергии, просачиваясь несколько раз через виброизоляторы, суммируются на фундаменте. Наличие поглощения на любом участке пути распространения вибрации существенно снижает возможность такого суммирования.

Кроме того, зачастую целесообразно оптимальное использование как средств виброизоляции, так и средств вибропоглощения. Например, можно использовать вибропоглощающее покрытие (ВПП) и виброзадерживающие массы (ВЗМ) (рисунок 5.26). Оптимальное соотношение масс ВЗМ и ВПП составляет $\sim 1,6$. Таким образом, на основе соответствующих расчетов при допустимой общей массе этих средств можно получить наибольший эффект.

Экономические и технические соображения часто не позволяют полностью облицевать ВПП поверхности панелей или пластин.

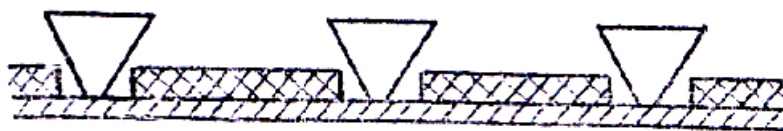


Рисунок 5.18 - Совместное использование виброзадерживающих масс и вибропоглощающего покрытия

Если амплитуда колебаний пластины одинакова по всей поверхности, независимо от того, есть на нем покрытие или нет, тогда коэффициент потерь (для мягких покрытий) равен

$$\eta = \eta_0 S_0 / S, \quad (5.56)$$

где S_0, η_0 - площадь и коэффициент потерь облицованной части пластины;
 S - общая площадь пластины.

Практически здесь имеет место краевой эффект, влияние которого пропорционально периметру покрытия. В результате влияния ограниченных размеров демпфируемой пластины вместо деформации растяжения происходит деформация сдвига, при которой поглощение меньше.

При частичной облицовке демпфируемых пластин целесообразно помещать покрытие в центральной части.

Краевой эффект армированного покрытия имеет другой характер - существует оптимальный размер, связанный с модулями сдвига покрытия и толщинами покрытия и пластины.

Перечислим некоторые рекомендации по рациональному применению ВПП на судах, поездах, самолетах и т. п.:

- 1) количество поглощенной энергии в пластинах при нанесении на них ВПП пропорционально амплитуде колебаний демпфируемых пластин (чем больше колебания, тем эффективнее надо выбирать покрытие);
- 2) необходимо наносить покрытие на всех путях от источника к месту приема;
- 3) нецелесообразно демпфировать ограждения с малым значением амплитуд колебаний при наличии других ограждений с большими амплитудами;
- 4) жесткое и мягкое покрытия наносят с одной стороны пластины, но при контакте с жидкостью мягкое покрытие наносят со стороны жидкости;
- 5) при наличии ребер жесткости ВПП наносят в первую очередь на основную пластину;
- 6) для получения наибольшего эффекта жестких ВПП ηE их должно быть максимальным;
- 7) подводящие и отводящие трубопроводы должны быть задемпфированы.

6 Примеры расчетов и решения задач

Пример 1. Звуковое давление на расстоянии 1 м от говорящего человека составляет величину порядка 0,1 Па (1 дин/см²). Определить акустическую мощность эквивалентного источника, излучающего сферическую волну, полагая в первом приближении, что звук голоса следует этому закону.

Решение.

$$W = \frac{4\pi (100)^2}{41} = 3 \cdot 10^{-4}$$

Акустическая мощность звуков речи невелика. Однако акустическая мощность механизмов может превышать десятки и СОТНИ ватт. Например,

голос человека

(максимальная громкость) 10^{-2}

труба (фортиссимо) 10^{-1}

пневматический молот.....1

мощный громкоговоритель.....10

реактивный самолет..... 10^4

Пример 2. Звуковое давление на расстоянии $r_1=10$ м от ненаправленного источника сферической волны, т. е. источника весьма малых размеров, $P_1= 10$ Па. Определить звуковое давление на расстоянии $r_2=100$ м от источника.

Решение. Из формулы следует, что при постоянной мощности источника сферической волны звуковое давление обратно пропорционально расстоянию от него. Давление на расстоянии 100 м будет равно

$$P_2 = P_1 \frac{r_1}{r_2} = 10 \frac{10}{100} = 1 \text{ Па}$$

Пример 3. Частота основной составляющей шума вентилятора, определяющая общий уровень звукового давления, 500 Гц, уровень громкости ее 100 фон. Насколько надо понизить шум, чтобы уровень его громкости не превышал 70 фон.

Решение. На частоте 500 Гц уровню громкости в 100 фон соответствует уровень звукового давления 98 дБ, а уровню громкости в 70 фон — уровень звукового давления 65 дБ. Следовательно, уровень силы звука надо снизить на $98 - 65=33$ дБ.

Пример 4. Общий уровень звукового давления машины при испытании ее в заводских условиях равен 98 дБ. Уровень шумовых помех при выключенном соседнем оборудовании 93 дБ. Каков истинный уровень шума машины?

Решение. Разность уровней суммарного шума (шум машины плюс помехи) и помех

$$L_n - L_{пом} = 98 - 93 = 5 \text{ дБ}$$

Находим поправку $D=2$ дБ. Истинный общий уровень шума машины

$$L_{\Sigma} = 92 - 2 = 90 \text{ дБ}$$

Пример 5. На вальцовом этаже установлено семь станков. Общий уровень звукового давления каждого из шести станков в расчетной точке помещения ра-

вен 100 дБ, седьмого 10^3 дБ. Определить суммарный уровень шума в помещении.

Решение. По формуле определяем суммарный уровень шума шести вальцовых станков:

$$L_n = L_{\Sigma} + 10 \lg n = 100 + 10 \lg 6 = 107,8 \approx 108 \text{ дБ}$$

При добавлении шума седьмого станка разность уровней равна

$$L_n - L_7 = 108 - 103 = 5 \text{ дБ}$$

Поправка Д, соответствующая 5 дБ, определяемая по номограмме, равна 1,2 дБ. Таким образом, суммарный уровень шума в помещении

$$L_{\Sigma} = 108 + 1,2 = 109,2 \approx 109 \text{ дБ}$$

Энергетическое суммирование выполняем также по формуле

$$L_n = 10 \lg \sum_{i=1}^n 10^{L_i/10}$$

В нашем случае

$$L_n = 10 \lg (10^{100/10} + 10^{100/10} + 10^{100/10} + 10^{100/10} + 10^{100/10} + 10^{100/10} + 10^{103/10}) \approx 109 \text{ дБ}.$$

Пример 6. На вальцовом этаже установлено семь станков с акустическими характеристиками, приведенными в примере 5. Шум шести из них удалось снизить со 100 до 85 дБ. Определить суммарный уровень шума в помещении.

Решение. Суммарный уровень шести станков

$$L_n = L_{\Sigma} + 10 \lg n = 85 + 10 \lg 6 = 93 \text{ дБ}$$

Разность уровней седьмого станка и группы станков

$$L_7 - L_n = 103 - 93 = 10 \text{ дБ}.$$

Поправка Д равна 0,4 дБ, а суммарный уровень семи станков

$$L_n = L_7 + \Delta = 103 + 0,4 = 103,4 \approx 103 \text{ дБ}$$

Таким образом, снижение уровней звукового давления шести станков на 15 дБ уменьшило шум в помещении всего на 6 дБ.

Вывод: в первую очередь нужно снижать уровень шума основного источника, а при равноценности акустических характеристик машин мероприятия по шумоглушению следует проводить в каждой из них.

Пример 7. Пересчитать третьооктавный спектр шума с уровнями звукового давления 67, 74, 72, 66, 64, 68, 78, 84, 92, 86, 81, 83, 82, 72, 76, 77, 70, 68, 66, 63, 60, 61, 60 дБ в октавный.

Решение. Уровень звукового давления на частоте 40 Гц, равный 67 дБ, в расчет не принимаем. Величина уровня в первой октавной полосе (63 Гц) складывается из значений уровней на частотах 50, 63, 80 Гц, равных 74, 72, и 66 дБ соответственно.

1 Первую поправку Δ_1 определяем из разности значений по номограмме

$$L_1 - L_2 = 74 - 72 = 2\text{дБ};$$

$$\Delta_1 = 2\text{дБ}$$

Следует отметить, что конечный результат не изменится, если поправку находить по разности значений $(L_1 - L_3)$ или $(L_2 - L_3)$

2 Найденную поправку прибавляем к большему уровню

$$L_{\Delta 1} = L_1 + \Delta_1 = 74 + 2 = 76\text{дБ}$$

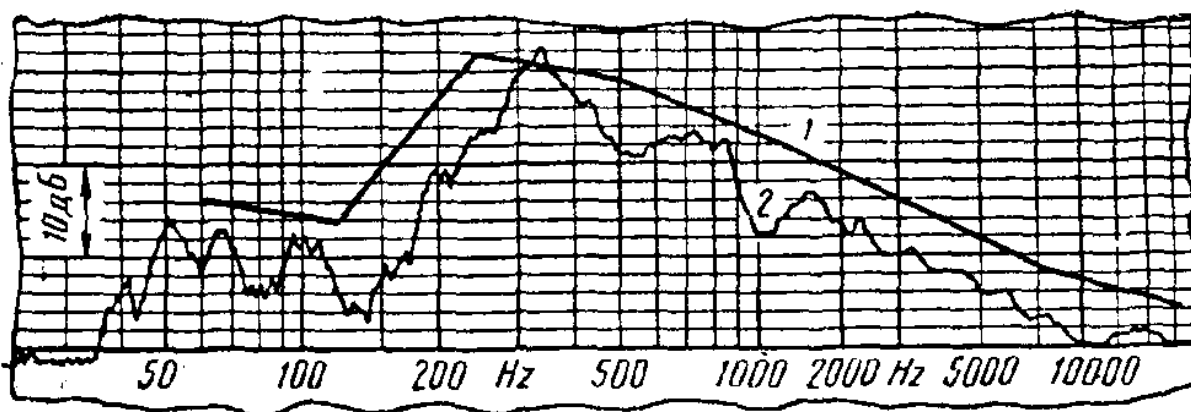
3 Вторую поправку Δ_2 находим из той же номограммы по разности

$$L_{\Delta 1} - L_3 = 76 - 66 = 10\text{дБ}$$

$$\Delta_2 = 0,4\text{дБ}$$

4 Уровень звукового давления в октавной полосе 63 Гц определяем как сумму максимального уровня и поправки Δ_2

$$L_{63} = L_{\Delta 1} + \Delta_2 = 76 + 0,4 = 76,4\text{дБ} \approx 76\text{дБ}$$



На рисунке представлен измеренный третьооктавный спектр пересчитанный затем в октавный

Пример 8. В помещении, где установлено три вентилятора, уровень звукового давления на частоте 500 Гц равен 100 дБ. Площадь 5 потолка и стен 312 м², пола 120 м². Потолок — железобетонный, стены — кирпичные, пол из сосновых досок. Определить уровень шума в помещении после облицовки его плитами «Акмигрия» вплотную к ограждению и на расстоянии 50 мм от него.

Решение. Звукопоглощение A_1 необлицованного помещения находится по формуле:

$$A_1 = \Sigma \alpha S = \alpha_{\text{ПОЛА}} S + \alpha_{\text{ПОТОЛКА}} S + \alpha_{\text{СТЕНЫ}} S.$$

Определяем коэффициент звукопоглощения. После чего,

$$A_1 = 0,8 \cdot 120 + 0,01 \cdot 120 + 0,03 \cdot 192 = 16,55 \text{ м}^2 \text{ (сэбин)}.$$

Коэффициент звукопоглощения плит «Акмигран», которыми облицован потолок и стены помещения, равен 0,56 при их расположении вплотную к ограждению и 0,76 при воздушном зазоре 50 мм

Звукопоглощение облицованного помещения A_2 :

$$A_2 = 0,08 \cdot 120 + 0,56 \cdot 120 + 0,56 \cdot 192 = 173 \text{ м}^2$$

$$A_2 = 0,08 \cdot 120 + 0,76 \cdot 120 + 0,76 \cdot 192 = 247 \text{ м}^2$$

Уменьшение шума вычисляем по формуле. Плиты вплотную к ограждению:

$$\Delta L_1 = 10 \lg \frac{173}{16,55} \approx 10 \text{ дБ}$$

Воздушный зазор между плитами и ограждением:

$$\Delta L_2 = 10 \lg \frac{247}{16,55} \approx 12 \text{ дБ}$$

Пример 9. В помещении, где звукоизоляция дверей, окон и потолка равноценна стенам (масса 1 м² = 320 кг/м²), установлен вентилятор высокого давления. Определить общий уровень звукового давления в смежных помещениях, если у вентилятора он равен 105 дБ.

Решение. Величину средней звукоизоляции определяем по формуле:

$$R_{CP} = 23 \lg 320 - 9 = 59 - 9 = 50 \text{ дБ}$$

Общий уровень звукового давления в соседних помещениях равен:

$$105 - 50 = 55 \text{ дБ}$$

Пример 10. В помещении элеватора, где установлены компрессоры, рабочее место отгорожено от машинного зала двойным глухим остеклением толщи-

ной 4 мм с воздушным промежутком 100мм. Определить величину общего уровня шума на рабочем месте, если у машин он равен 10^3 дБ.

Решение. Масса двойной перегородки равна 21 кг/м^2 . Среднюю звукоизолирующую способность определяем по формуле

$$R_{CP} = 13,5 \lg 21 + 13 + 7 \approx 38 \text{ дБ} ,$$

Общий уровень звукового давления равен:

$$L_z = 103 - 38 = 65 \text{ дБ} .$$

Необходимо отметить, что общий уровень шума на рабочем месте, равный 65 дБ, будет достигнут только в случае предотвращения распространения колебаний по строительным конструкциям, например при помощи амортизации шумящих агрегатов.

Пример 11. В перегородке площадью 24 м^2 сделана дверь площадью 2 м^2 со звукоизолирующей способностью 22 дБ. Определить звукоизолирующую способность перегородки.

Решение. Среднюю звукоизолирующую способность ограждения с дверями (или окнами) определяем по формуле

$$R_0 = 38 - 10 \lg \left[1 + \frac{2}{24} (10^{0,1(38-22)} - 1) \right] = 29 \text{ дБ} .$$

Шум на рабочем месте в компрессорной увеличился на 9 дБ ($38 - 29$) и стал равен 74 дБ ($65 + 9$).

Пример 12. Вентилятор высокого давления размещен в отдельном звукоизолированном помещении. Определить необходимую величину воздушного промежутка между панелью звукоизолирующей конструкции и стеной, чтобы обеспечить условие наибольшего поглощения звука на пиковой частоте 500 Гц. Толщина звукопоглощающего слоя 5 см. Температура воздуха в помещении $t = 25^\circ\text{C}$.

Решение. Максимальное звукопоглощение достигается при величине воздушного промежутка, равном четверти длины падающей волны минус половина толщины звукопоглощающего слоя, т. е.

$$l = \frac{\lambda}{4} - \frac{h}{2} .$$

Скорость звука определим по формуле:

$$c = 0,6 \cdot 25 + 332 = 347 \text{ м/с}$$

Длина волны по формуле равна:

$$\lambda = \frac{c}{f} = \frac{347}{500} = 0,695 \text{ м} \approx 70 \text{ см}$$

Таким образом, необходимая величина воздушного промежутка

$$l = \frac{70}{4} - \frac{5}{2} = 15 \text{ см}$$

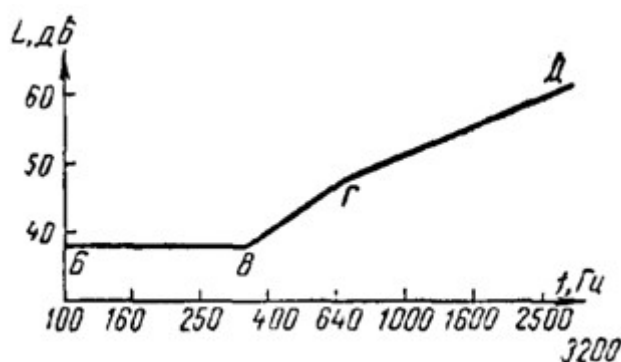


Рисунок 6.1 – Частотная характеристика звукоизоляции ограждения

Пример 13. Построить частотную характеристику звукоизоляции перегородки из железобетонной панели толщиной 10 см и определить среднюю звукоизолирующую способность ограждения

Решение. Определяем массу 1 м² перегородки:

$$G = 2400 \cdot 0,1 = 240 \text{ кг/м}^2.$$

По данным таблицы находим значения координат точек Б и В спектра звукоизоляции:

$$f_B = \frac{19000}{240} = 79 \text{ Гц}; R_B = 38 \text{ дБ};$$

$$f_B = \frac{85000}{240} = 354 \text{ Гц}; R_B = 38 \text{ дБ}.$$

Наносим точки Б и В на график и соединяем их горизонтальной прямой. Поскольку спектр звукоизоляции охватывает только частоты 100-Н3200 Гц, точка Б лежит на ординате 100 Гц, а не 79 Гц.

Из точки Г с координатами:

$$f_G = 2f_B = 2 \cdot 354 = 708 \text{ Гц};$$

$$R_r = R_b + 10 = 48 \text{ дБ}$$

Проводим прямую ГЦ с наклоном 6 дБ на октаву.

По формуле определяем среднюю звукоизолирующую способность ограждения

$$R_{cp} = 23 \lg 240 - 9 = 46 \text{ дБ.}$$

Средняя звукоизолирующая способность ограждения соответствует звукоизолирующей способности на средней звуковой частоте, которой принято считать 500 Гц. Расчет по другой формуле дает идентичный результат

$$R_{cp} = 20 \lg fG - 54 ;$$

$$R_{cp} = 20 \lg 500 \cdot 240 - 54 \approx 48 \text{ дБ.}$$

Пример 14. Определить на частоте 800 Гц снижение звукоизолирующей способности ограждения площадью 30 м² при наличии в нем отверстия площадью 0,2 м²

Решение. Для примерной оценки снижения звукоизолирующей способности в диапазоне частот от 800 до 1800 Гц, вызванного отверстием, можно пользоваться формулой:

$$\Delta R = 10 \lg \left(1 + n \frac{S_0}{S} 10^{0.1R} \right)$$

где S и S₀ — площади соответственно перегородки и отверстия, м²;
n - коэффициент, значения которого следующие:

t, Гц	800	1200	1800
n	12	6	2-5

Звукоизолирующая способность ограждения до наличия в нем отверстия равна 49 дБ. Снижение звукоизолирующей способности

$$\Delta R = 10 \lg \left(1 + 12 \frac{0,2}{30} 10^{10} \right) = 38 \text{ дБ} ;$$

Таким образом, окончательная величина звукоизоляции на частоте 800 Гц составляет только 9 дБ.

Если через отверстие проходит воздухопровод D=500 мм, δ=0,7 мм снижение звукоизоляции, равно

$$\Delta R = 49 - 27 = 22 \text{ дБ.}$$

Пример 15. Рядом с вальцовым этажом, общий уровень шума на котором равен 100 дБА, находится помещение цеховой администрации с допустимым общим уровнем 60 дБА. Площадь разделяющей их стены 60 м². Звукопоглощение в комнате цеховой администрации равняется 5 м². Определить параметры ограждающей конструкции, обеспечивающей соблюдение гигиенических норм ГН .1004—73.

Решение. Требуемую звукоизолирующую способность стены определяем по формуле:

$$R_{cp} = 100 - 60 + 10 \lg \frac{60}{15} = 46 \text{ дБ}$$

Массу 1 м² стены, необходимую для обеспечения требуемой звукоизоляции, можно найти по формулам:

$$\lg G = \frac{R_{cp} - 14}{13} = \frac{46 - 14}{13} = 2,4; \text{ и } G = 288 \text{ кг/м}^2;$$

$$\lg G = \frac{R_{cp} + 9}{23} = 2,38; \text{ и } G = 240 \text{ кг/м}^2.$$

Принимаем в расчет массу ограждения, равную 240 кг/м², которой обладает кирпичная стена толщиной 15 см. Шум в изолируемом помещении соответствует гигиеническим нормам

$$100 - 46 = 54 \text{ дБ}, A < 60 \text{ дБА}$$

Уменьшить характеристику ограждения, зависящую от массы, можно, заменив одинарную акустически однородную стену двойной с воздушным промежутком. Воздушный промежуток в 6 см увеличивает звукоизоляцию ограждения на 5,5 дБ.

Таким образом, благодаря эффекту воздушного промежутка для обеспечения звукоизолирующей способности в 46 дБ расчет нужно проводить для

$$R_{cp} = 40,5 \text{ дБ}$$

$$\lg G = \frac{R_{cp} + 9}{23} = \frac{(46 - 5,5)}{23} = 2,15 \text{ и } G = 142 \text{ кг/м}^2$$

Конструкция, удовлетворяющая этим требованиям, представляет собой двойную перегородку из керамзитобетонных панелей толщиной 6 см.

Пример 16. При проектировании кожуха на зубчатую межвальцовую передачу дано, что наиболее интенсивные составляющие шума лежат в области частот 125 ± 320 Гц. Определить, какая из конструкций двойных стенок кожуха

предпочтительна: двойная из 2-миллиметровых стальных листов (толщина воздушной прослойки 4 см) или комбинированная из 2-миллиметровых стального и алюминиевого листов.

Решение. Масса 1 м² 2-миллиметрового стального листа $m=16$ кг, алюминиевого $m=5$ кг. Основную частоту двойной стенки из стальных листов при равной их массе находим по формуле:

$$f_0 = \frac{850}{\sqrt{Gl}} = \frac{850}{\sqrt{16 \cdot 4}} \approx 105 \text{ Гц}$$

Основная частота комбинированной стенки равна по формуле:

$$f_0 = 600 \sqrt{\frac{16+5}{16 \cdot 5 \cdot 4}} \approx 150 \text{ Гц}$$

Основной резонанс комбинированной стенки лежит в области наиболее интенсивных составляющих спектра изолируемого шума, поэтому следует предпочесть первый вариант конструкции кожуха.

Пример 17. Определить уровни звукового давления на расстоянии 100 м от выхлопа вентилятора высокого давления, если на расстоянии 1 м от него они равны на частоте 63 Гц - 81 дБ, а на частоте 8000 Гц - 68 дБ.

Решение. Октавные уровни звукового давления при свободном распространении звука определяем по формуле:

$$L = L_1 - 20 \lg \frac{r}{r_1} - \beta \cdot r / 1000;$$

Решая приведенное выше уравнение для частот 63 Гц, получим для частоты 8000 Гц.

$$\alpha = 81 - 20 \lg 100 = 41 \text{ дБ} ;$$

$$L = 68 - 20 \lg 100 - \frac{48 \cdot 100}{1000} = 23,2 \approx 23 \text{ дБ}$$

Пример 18. Вентиляционная установка помещена в звукоизолирующий кожух из стального листа толщиной 2 мм. Внутренняя поверхность стенок на 100% облицована 12-миллиметровым войлоком. Определить звукоизоляцию данного кожуха с облицовкой и без нее в октавных полосах частот.

Решение. Спектр звукоизоляции кожуха без облицовки по методике определяем в такой последовательности.

1. Для заданного материала рассчитываем критическую частоту $f_{кр}$ по формуле. Определенная по номограмме, она равна 5500 Гц для стального листа толщиной 2 мм.

2. Ординату для построения расчетной кривой звукоизоляции берем из таблицы, так что на частотах 1375 Гц ($0,25 f_{кр}$), 2750 Гц ($0,5 f_{кр}$), 5500 Гц ($f_{кр}$) и 11000 Гц ($2 f_{кр}$) они равны 35, 37, 30, 39 дБ соответственно.

Представляет интерес определение звукоизоляции стенки кожуха в области действия закона массы ($f \leq f_{кр}$).

Разница между наименьшим и наибольшим значением звукоизоляции на частоте 63 Гц равна 17 дБ, а на частоте 2000 Гц - 12 дБ.

Поскольку нет общепринятых нормативных документов, предпочтение из практических соображений можно отдать последней формуле.

Расчет звукоизоляции в октавных полосах частот после облицовки стенок кожуха звукопоглощающим материалом может быть проведен по формуле. Если звукоизоляция стенок кожуха на частоте 2000 Гц равна 30 дБ, то после облицовки их войлоком ($\alpha = 0,5$) звукоизоляция кожуха на этой частоте будет

$$R_{КОЖУХА} = R_{СТЕНОК} - 10 \lg \alpha = 30 - (-3) = 33 \text{ дБ}$$

Пример 19. Машина с габаритными размерами 1x1x1 м была обследована по четвертому методу ГОСТ 11870—66. Рассчитать средние уровни звукового давления и мощности — данные, которые должны быть внесены в акустический паспорт машины.

Решение. Средний октавный уровень определяют как среднее арифметическое в том случае, если разница максимального и минимального значений менее 8 дБ, т. е. во всех октавных полосах, кроме 250 Гц. Следует помнить, что при акустических расчетах окончательные результаты округляют с точностью до 1 дБ.

Усреднение на частоте 250 Гц проводим по формуле:

$$L_{cp} = 10 \lg \sum_{i=1}^5 10^{0,1L_i} - 10 \lg 5 ;$$

Для упрощения вычисления можно воспользоваться номограммой :

$$10 \lg \sum_{i=1}^5 10^{0,1L_i} ;$$

Результаты расчета будут следующими:

Частота, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Средние октавные уровни, дБ	67	68	75	87	82	68	58	48

Эквивалентный радиус r , необходимый для определения уровней звуковой мощности по формуле, равен

$$r_s = \sqrt{\frac{a(b+c)}{2}} = \sqrt{\frac{1(1+1)}{2}} = 1\text{ м} ;$$

Второй член формулы, определяющий прибавку к средним октавным уровням

$$10\lg 2\pi r_s^2 = 10\lg 2 \cdot 3,14 \cdot 1^2 = 8\text{ м}^2$$

Таким образом, октавные уровни звуковой мощности в октавных полосах частот равны соответственно 75, 76, 83, 95, 90, 76, 66, 56 дБ.

Анализ проведенных измерений и расчета показывает, что во всех точках шум превышает санитарные нормы на частотах 500 и 1000 Гц. Сравнение с санитарными нормами средних октавных уровней не всегда показывает истинную картину. Нередки случаи, когда средние уровни укладываются в пределах норм, а уровни в измерительных точках превышают их.

Расчет 1

Воздуховод размером 0,9х0,6 м имеет отвод квадратного патрубка, расположенного под углом 90°. Размер отвода 0,40х0,30 м. Скорость восходящего потока в основном воздуховоде составляет 226 м³/мин; скорость потока в патрубке 28 м³/мин. Необходимо определить уровень акустической мощности октавной полосы нисходящего потока в основном воздуховоде и нисходящего потока в патрубке.

Решение. 1 Рассчитать эквивалентный диаметр основного воздуховода:

$$D = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot 0,9 \cdot 0,6} = 0,845\text{ м} ;$$

2 Вычислить число Струхаля для каждой октавной полосы. Сначала рассчитывают скорость восходящего потока:

$$V_{cp} = \frac{226,4}{0,915 \cdot 0,61} = 406\text{ м / мин} ;$$

Число Струхаля определяют для средней частоты каждой октавной:

$$St = \frac{60fD}{V} = \frac{5 \cdot 0,084 \cdot 12}{406} = 0,125f ;$$

Эти величины приведены в строке 1 таблица 6.2.

3 Определить спектральную функцию F для отвода патрубка, используя площадь

$$A = 0,305 \times 0,455 = 0,14 \text{ м}^2.$$

Значения записаны в строке 2 таблицы 6.2.

4 Определить функцию скоростей G . Скорость нисходящего потока в основном воздуховоде составит $(198/0,56) = 356$ м/мин, а скорость в патрубке $(28/0,14) = 203$ м/мин. Величину G определяют 8 дБ и записывают в строку 3 таблицы 6.2.

5 Значения функции коррекции ширины октавной полосы H определяют и записывают в строке 4 таблицы 6.2.

6 Уровни акустической мощности октавной полосы LW (дБ) определяют как $F + C + H$ (строки 2, 3 и 4). Величины акустической мощности приведены в строке 5 таблицы 6.2.

7 Значения для спектральной функции F основного воздуховода находят для $A = 0,56 \text{ м}^2$. Для этого кривые, данные на рисунке, экстраполируют (проводят линию параллельно $0,37 \text{ м}^2$ на расстоянии, равном половине расстояния между линиями). Значения F даны в строке 6 таблицы 6.2.

8 Значения функции скоростей G и функции коррекции H даны соответственно в строках 3 и 4 таблицы 6.2.

9 Уровни акустической мощности Lw определяют как $F + G + H$. Полученный уровень акустической мощности, образуемой основным воздуховодом, указан в строке 7.

Величины в строках 5 и 7 таблицы 6.2 являются уровнями акустической мощности октавной полосы, образуемой соответственно в патрубке и основном воздуховоде.

Образование шума от глушителей.

Глушители воздухопроводов предназначены для ослабления звука, который образуется в потоке. Для того чтобы получить максимальное ослабление звука в глушителе, поток распределяют с помощью звукоотражателей, втулок, разветвителей и т. д. Воздушный поток над звукопоглощающими поверхностями также может генерировать шум, следовательно, сам глушитель является источником акустической мощности.

Акустическая мощность, генерируемая глушителем со стержнем в середине, получается:

$$L_w = -10,6 + 55 \lg V + 10 \lg A - 45 \lg \frac{P}{100} - 20 \lg \frac{492 + 1,8T}{530},$$

где L_w - уровень акустической мощности октавной полосы, дБ, относительно 10^{12} Вт;

V - скорость потока, м/мин;

A - площадь поперечного сечения, м^2 ;

P - процент площади пропускного поперечного сечения потока от площади сечения глушителя;

T - температура воздуха, $^{\circ}\text{C}$.

Таблица 6.2 - Уровни акустической мощности, образуемом патрубком

Расчеты	Средняя частота октавной полосы, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1 Число Струхаля, St , [уравнение (8)]	7,8	15,5	31	02	125	250	500	1000
2 Спектральная функция F для патрубка, дБ (рисунок 11)	51	45	38	31	23	13	2	-
3 Функция скоростей G , дБ (рисунок 13)	-8	-8	-8	-8	-8	-8	-8	-8
4 Функция коррекции ширины октавной полосы H , дБ (рисунок 12)	16	19	22	25	28	31	34	37
5 Уровень звукового давления LW , дБ, Для патрубка (сумма строк 2, 3 и 4)	59	50	52	48	43	36	28	29
6 Спектральная функция F для основного воздуховода, дБ (рисунок 11)	57	51	44	37	30	20	9	-
7 Уровень акустической мощности LW , дБ, для основного воздуховода (сумма строк 3, 4 и 6)	65	62	58	54	50	43	35	29

Данное определяет уровень акустической мощности одинаковым для всех октавных полос, соответствует экспериментальным данным. С помощью уравнения можно определить уровень максимальной акустической мощности глушителей. Обтекание звукоотражателей в глушителе может ослабить генерируемую им акустическую мощность на 10 дБ.

При выборе глушителей следует определить, включают ли данные, предоставляемые поставщиком, шум, создаваемый глушителем. Если глушитель испытывали при отсутствии потока или испытания проводили при скорости потока, отличной от эксплуатационной, уравнение можно использовать для определения влияния потока на акустическую характеристику глушителя.

Расчет 2

Определить звукопоглощение воздуховодом площадью $0,61 \times 0,91$ м длиной 6,1 м. В качестве облицовочного материала используется стекловолокно толщиной 25,4 мм с коэффициентами поглощения, данными в строке 1 таблицы 6.3. Эти величины должны быть получены от поставщика звукоизолирующего материала.

Решение. Найти внутренний периметр облицовки воздуховода:

$$P = 2 (0,56 + 0,86) = 2,85 \text{ м.}$$

Таблица 6.3 - Звукопоглощение облицованного воздуховода

Расчет	Средняя частота октавной полосы, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1 Коэффициент поглощения облицовочного материала воздуховода	0,08	0,11	0,34	0,70	0,81	0,86	0,85	0,89
2 $\alpha_{1,4}$	0,02	0,045	0,2 ⁰	0,607	0,745	0,810	0,797	0,849
3 Звукопоглощение 37,7a1,4дБ	1,1	1,7	8,3	22,9	28,1	30,0	30,1	32,0

Площадь поперечного сечения внутри облицовки $S = 0,56 \times 0,86 = 0,48$ м². Для воздуховода длиной 6,1 м звукопоглощение равно

$$\left[12,6L\alpha^{1,4}(P/S) \right] \frac{1}{12} = 37,7\alpha^{1,4} \text{ дБ}$$

Величины $\alpha_{1,4}$ даны в строке 2 таблицы 6.3, звукопоглощение - в строке 3.

Звукопоглощение камерных глушителей.

Когда необходимо значительное звукопоглощение, целесообразно использовать камерные глушители. Размеры звукопоглощающей камеры показаны на рисунке 6.2. Отношение, данное в уравнении (5), получено для приближенного выражения звукопоглощения камеры ΔP_k ; (дБ):

$$\left[\frac{1}{S_E \left(\frac{\cos \theta}{2\pi d^2} + \frac{1-\alpha}{\alpha S_\omega} \right)} \right]$$

где α - коэффициент звукопоглощения облицовочного материала (зависящий от частоты);

S_E - площадь выходного отверстия камеры, м²;

S_ω - площадь поверхности стенок камеры, м²;

d — расстояние между входным и выходным отверстиями, м;

θ - угол, который составляет направление d с перпендикуляром относительно входного отверстия, градусы (рисунок 6.2).

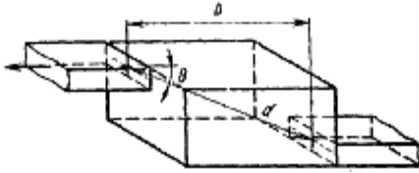


Рисунок 6.2 – Звукопоглощающая камера

Если для высоких звуковых частот длина волны звука (м) $\lambda = 344/f$ меньше, чем любой из размеров камеры (высота, ширина или длина), то уравнение (5) будет точным в пределах нескольких децибелов. При низких частотах, когда длина волны звука больше, чем размеры камеры, уравнение (5) дает заниженные величины, и действительное поглощение превышает рассчитанную величину на 5 - 10 дБ.

Список использованных источников

- 1 **Белов, С.В.** Безопасность жизнедеятельности/ С.В.Белов, В.А. Девясилов, А.В. Ильинская, А.Ф. Козьяков. – М: Высшая школа, 2004. - 606 с.
- 2 **Боголепов, И.И.** Промышленная звукоизоляция: Теория, исследование, проектирование, изготовление, контроль/И.И. Боголепов. - Л: Судостроение, 1986. - 368 с.
- 3 Борьба с шумом на производстве: справочник / под ред. Е.Я. Юдина. - М: Машиностроение, 1985. - 400с.
- 4 **Блехман, И.И.** Синхронизация в природе и технике/ И.И. Блехман. - М: Наука, 1985.
- 5 Градостроительные меры борьбы с шумом / Г.Л. Осипов, Б.Г. Прутков, И.Л., И.А. Шишкин, И.Л. Карагодина. - М: Стройиздат, 1975. - 215 с.
- 6 **Заборов, В.И.** Защита от шума и вибрации в черной металлургии/ В.И. Заборов, Л.Н. Киячко, Г.С. Росин. - М: Металлургия, 1976. – 248 с.
- 7 **Иванов, Н.И.** Борьба с шумом и виброизоляцией на путевых и строительных машинах/ Н.И. Иванов. - М: Транспорт, 1987. – 223 с.
- 8 **Колесников, А.Е.** Акустические измерения/ А.Е. Колесников. - Л: Судостроение, 1983. – 256 с.
- 9 **Колесников, А.Е.** Шум и вибрация/ А.Е. Колесников. - Л: Судостроение, 1988. – 247 с.
- 10 **Клюкин, И.И.** Борьба с шумом и звуковой вибрацией на судах/ И.И. Клюкин. Изд. 2-е, перераб. и доп. - Л: Судостроение, 1971. – 416 с.
- 11 **Ковригин, С.Д.** Архитектурно-строительная акустика: учеб. пособие для строительных вузов/ С.Д. Ковригин. - М: Высшая школа, 1980. -184 с.
- 12 **Лагунов, П.Ф.** Борьба с шумом в машиностроении/П.Ф. Лагунов, Г.Л. Осипов. - М: Машиностроение, 1980. – 150 с.
- 13 **Лепендин, Л.Ф.** Акустика/ Л.Ф. Лепендин. - М: Высшая школа, 1978. - 448 с.
- 14 **Росс, Д.** Энергия волн/ Д.Росс. - Л: Гидрометеиздат, 1981.-15,16, 17, 18, 19 с
- 15 Снижение шума в зданиях и жилых районах / под ред. Г.Л. Осипова, Е.А. Юдина. - М: Стройиздат, 1987. – 557 с.
- 16 **Скучик, Е.** Основы акустики. В 2Т. Т.1/Е, Скучик. - М: Мир, 1976. – 520 с.
- 17 **Скучик, Е.** Основы акустики. В 2Т. Т.2/ Е.Скучик. - М: Мир, 1976. – 520 с.
- 18 Справочник по акустике / В.К. Иофе, В.Г. Корольков, М.А. Сапожков. под ред М.А. Сапожкова. - М: Связь, 1979. – 312 с.
- 19 Справочник по технической акустике: пер. с немец; под ред. М.Хекла и Х. Мюллера. - Л: Судостроение, 1980. – 440 с.
- 20 Справочник по контролю промышленных шумов: пер. с англ; под ред. Л.Л. Фолкнера. - М: Машиностроение, 1979. – 448 с.
- 21 **Уманский, А.** Приручение резонанса/ А. Уманский// Наука и жизнь. - 1985.- №9. – С. 17 – 23.

Приложение А (справочное)

Поверхностная плотность и критическая частота для различных материалов

Таблица А.1 – Поверхностная плотность и критическая частота для различных материалов

Материал	Объемная плотность, кг/м ³ ·10 ⁻³	Модуль Юнга, Н/м ² ·10 ⁻⁹	Критическая частота, умноженная на поверхностную плотность, Гц · кг/м ²
Свинец	11	14	600 000
Сталь	8	210	98 000
Алюминий	2,7	70	32 000
Стекло	2,5	41	38 000
Бетон	2,3	24	44 000
Кирпичная кладка	2	16	42 000
Твердый картон	0,8	2,1	30 500
Штукатурная плита	0,75	1,9	29 000
Фанера	0,6	4,3	13 200
Флакслинум	0,4	1,2	13 200

Приложение Б (справочное)

Таблицы Б.1 - Типичные значения звукоизоляции перегородок

	Толщина мм	Поверхностная плотность, кг/м ²							
			Средняя	125 Гц	250 Гц	500 Гц	1кГц	2 кГц	4 кГц
Фанера	6	3	18	10	13	17	22	24	21
Стекло	5	13	23		21	25	26	23	26
Сталь	0,12	9,3	29	20	23	27	32	34	41
Кирпич (оштукатуренный)	145	220	45	34	36	41	51	58	60
Бетон	152	350	47	35	39	45	52	60	67
Двойная перегородка из гипсовой сухой штукатурки с металлическими связями	100	43	43	25	37	44	52	55	45
То же, но с деревянными связями	100	40	40	25	31	40	46	53	48
Фанера, приклеенная по обе стороны деревянных стоек с сечением 25x76 мм	90	12	26	16	18	26	28	37	33
Патентованные модульные акустические панели	76	42	41	24	30	37	41	46	45

Типичные значения звукоизоляции перегородок

Приложение В (справочное)

Таблица децибел

Пример: сложение шумов с уровнями 86, 83 и 79 дБ, ответ: $1,0 + 0,5 + 0,2 = 1,7$, что соответствует примерно 2 дБ, так что суммарный уровень составляет 88 дБ.

Таблица В.1 – Таблица децибел

Отношение интенсивностей	дБ	Отношение интенсивностей	дБ
100	+20	0,80	-1
79	+ 19	0,63	-2
63	+ 18	0,50	-3
50	+ 17	0,40	-4
40	+ 16	0,32	-5
32	+ 15	0,25	-6
25	+ 14	0,20	-7
20	+ 13	0,16	-8
16	+ 12	0,13	-9
13	+ 11	0,10	-10
10	+ 10	0,079	-11
7,9	+9	0,063	-12
6,3	+8	0,050	-13
5,0	+7	0,040	-14
4,0	+6	0,032	-15
3,2	+5	0,025	-16
2,5	+4	0,020	-17
2,0	+3	0,016	-18
1,6	+2	0,013	-19
1,3	+1	0,010	-20
1,0	0		

Приложение Г (справочное)

Звукопоглощение

Таблица Г.1 – Звукопоглощение

В децибелах

Типичные значения коэффициента поглощения						
Вещество	Коэффициент поглощения, α					
	125 Гц	250 Гц	500 Гц	1кГц	2 кГц	4 кГц
Воздух (на 1000 м ³) при комнатной температуре				0,03	0,06	0,2
Кирпичная кладка	0,05	0,04	0,02	0,04	0,05	0,05
Бетон	0,02	0,02	0,02	0,04	0,05	0,05
Оконные стекла	0,2		0,1		0,05	
Фанера или твердый картон, установленные с воздушным промежутком	0,3		0,15		0,1	
Деревянные полы	0,15	0,2	0,1	0,1	0,1	0,1
Тонкий ковер на бетонном полу	0,1	0,15	0,25	0,3	0,3	0,3
Ковер с ворсом на толстом слое войлока	0,1	0,25	0,5	0,5	0,6	0,35
76-миллиметровый слой минеральной шерсти (на жестком основании), облицованный перфорированным металлическим листом	0,4	0,7	0,75	0,9	0,85	0,75
То же для толщины 25 мм (как в акустических плитах)	0,1	0,3	0,6	0,75	0,8	0,8
15-миллиметровые минеральные плиты щелевой перфорацией (на твердом основании)	0,1	0,25	0,83	0,87	0,64	0,52
12-миллиметровые перфорированные древесноволокнистые плиты	0,2	0,55	0,6	0,6	0,65	0,8

Таблица Г.2 -Затухание звука в воздуховодах с акустической облицовкой

Толщина облицовки (минеральная шерсть) на обеих сторонах, мм	Ширина воздушного промежутка, мм	Ослабление на погонные 300 мм, ДБ					
		125 Гц	250 Гц	500 Гц	1кГц	2 кГц	4
25	25	1	2	5	15	37	58
	50	0,5	1	3	10	27	26
	100	—	0,5	2	7	17	10
	200	—	0,5	1	5	7	3
	400	—	—	1	5	2	—
50	25	2	5	11	24	32	48
	50	1	3	9	19	22	28
	100	0,5	2	6	11	12	10
	200	0,5	1,5	3	7	6	2
	400	—	1	2	4	1	—

Приложение Д (справочное)

Звукоизоляция однослойными ограждениями

Таблица Д.1 – Звукоизоляция однослойными ограждениями

В децибелах

Конструкция	Толщина, мм	Масса 1 м ² , кг	Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц								R _A , дБ (А)
			63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Кирпичная кладка, оштукатуренная с двух сторон	140	220	37	37	37	44	51	59	60	60	40
	270	420	43	43	43	51	58	60	60	60	46
	520	820	49	49	51	59	60	60	60	60	52
Железобетонная панель	50	125	31	31	31	36	43	50	58	60	34
	100	250	38	38	38	44	51	59	60	60	41
	120	300	40	40	40	46	54	60	60	60	42
	140	350	41	41	41	48	55	60	60	60	44
	160	400	43	43	43	50	57	60	60	60	45
Шлакобетонная панель	140	250	39	39	39	46	53	60	60	60	41
	250	400	42	42	42	50	58	60	60	60	45
Пемзобетонная панель, оштукатуренная с двух сторон	130	255	39	39	39	45	53	60	60	60	41
Керамзитобетонная панель	80	100	31	31	31	38	46	53	60	60	32
	120	150	34	34	35	41	49	57	60	60	36
Гипсобетонная панель	80	120	32	32	32	39	47	54	60	60	34
Шлакоблоки, оштукатуренные с двух сторон	220	360	41	41	41	49	57	60	60	60	44
Стальные плиты с ребрами жесткости	0,7	5,5	10	15	19	22	26	30	34	38	21
	1	8	12	17	20	24	28	32	36	36	22
	2	16	16	20	24	28	32	36	35	33	25
	3	23	19	23	27	31	35	37	30	39	26
	4	31	21	25	29	33	36	34	34	41	27
	5	39	22	26	30	34	37	32	36	42	28
	6	47	23	27	31	35	37	30	39	43	29
	8	62	24	28	32	36	34	33	40	44	30
	10	78	26	30	34	36	32	36	42	46	31

Приложение Е (справочное)

Звукоизоляция многослойными стенами и перегородками

Таблица Е.1 – Звукоизоляция многослойными стенами и перегородками
В децибелах

Конструкция	Толщина, мм		Масса 1 м ² , кг	Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц					
	элемента	воздушного промежутка		125	250	500	1000	2000	4000
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Две кирпичные стены на общем фундаменте	380 и 510	150	1400	49	51	60	68	74	81
Две кирпичные стены на раздельном фундаменте	380 и 510	300	1400	61	65	72	80	88	95
Две бетонные стены в здании	70	50	340	44 43	42 41	48 48	54 54	59 59	58
	70	100	340	35 44	42	45	53 55	58 58	65
	40 и 70	50	275		42	47			60
	40 и 70	100	275						62
Две керамзитобетонные плиты на общем фундаменте	60	60	150	33	36	43	51	57	57
Две газосиликатобетонные оштукатуренные стены в здании	60 и 120	60	192	31 33	36 35	40 33	48 48	58 56	59
	60	120	147						57
Две гипсобетонные перегородки в здании	70	60	170	32	40	39	45	53	64
То же, с минераловатными или стекловолоконистыми плитами толщиной 35 мм в воздушном	70	60	160	35	40	41	46	56	63
Две оштукатуренные перегородки из древесноволокнистых плит в здании	50	20	ПО	37	46	43	54	57	63

Продолжение таблицы Е.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Две асбестоцементные плиты с промежуточным слоем из пенополиуретана толщиной 54 мм в здании	6 и 10	-	32	25	36	39	39	45	40
Две стальные профилированные плиты с промежуточным слоем из пенополиуретана толщиной 60 мм	0,8	-	17	20	25	29	31	33	38
Две стальные плиты с промежуточным слоем из минеральной плиты толщиной 40 мм	2	-	36	21	34	43	39	57	57
Две плиты из сухой штукатурки, прикрепленные к металлическому каркасу, в здании	12,5	100	25	26	35	43	47	47	40
То же, с минераловатной плитой толщиной 45 мм в воздушном промежутке	12.5	100	30	31	40	43	47	47	40
Кирпичная перегородка толщиной 9.5 мм с облицовкой оштукатуренными древесноволокнистыми плитами толщиной 25 мм по деревянным рейкам 40x60 мм через 500 мм,	-	40	180	37	45	49	52	58.	61

Приложение Ж (справочное)

Звукоизоляция глухими окнами

Таблица Ж.1 – Звукоизоляция глухими окнами

В децибелах

Конструкция окна	Толщина, мм		Условия примыкания стекла по контуру	Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц								R _A , дБ (А)
	стекла	Воздушного промежутка		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Одинарные окна с силикатным стеклом	3	-	По замазке	13	17	21	25	29	33	31	34	22
	4	-	То же	15	19	23	27	31	35	29	37	23
	6	-	»	17	21	25	29	33	31	34	42	25
Одинарные окна с органическим стеклом	5	-	»	8	13	18	23	28	33	35	32	20
	10	-	»	13	18	23	28	33	35	32	40	24
	20	-	»	18	23	28	33	35	32	40	48	28
Стеклоблоки	98	-	»	-	37	40	42	45	48	50	-	-
Двойные окна с силикатными стеклами	3 и 3	100	Через уплотняющие прокладки из мягкой резины	-	32	33	41	49	52	49	43	-
	3 и 3	150		-	36	35	46	49	53	50	44	-
	3 и 3	200		-	38	39	49	49	52	49	44	-
	7 в 7	100		-	37	39	48	49	51	58	57	-
	7 и 7	150		-	38	40	49	50	50	60	58	-
	3 и 3	100	По замазке	-	37	32	37	43	49	45	50	-
	7 и 7	100	То же	-	38	38	45	46	46	58	58	-
Двойные окна с органическими стеклами	4 и 4	100	Через уплотняющие прокладки из мягкой резины	-	23	33	39	48	55	61	54	-
	4 и 4	150		-	27	36	45	48	53	61	57	-
	4 я 4	100	По замазке	-	24	23	33	42	43	48	46	-

Приложение 3 (справочное)

Звукоизоляция дверями

Таблица 3.1 – Звукоизоляция дверями

В децибелах

Конструкция полотна двери	Условия прилегания полотна по периметру притвора	Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц						RA, дБ (A)
		125	250	500	1000	2000	4000	
Стандартное дверное полотно толщиной 40 мм	Через прокладку из пенополиуретана сечением 10x5	18	21	24	24	23	27	21
	Через прокладку из пористой резины сечением 14x3 мм	21	25	25	26	26	23	21
То же, обито дерматином по минеральному войлоку	Уплотняющий валик на дверной коробке	20	26	29	32	35	36	26
Дверное полотно с наплавом, составленное из двух наружных листов фанеры и одного листа асбестоцемента по 6 мм каждый и двух промежуточных слоев стекловолокна по 10 и 50 мм	Через два ряда прокладок из пористой резины	21	25	31	37	39	35	27
Двойная дверь с тамбуром шириной 30 см, конструкция двери см. предыдущий пункт	Через два ряда прокладок из пористой резины	31	29	36	46	49	42	34
Дверное полотно, составленное из трех стальных плит толщиной 2,2 в 3 мм, слоя песка 20 мм, стекловолокна 41 мм и резины 4 мм	Через прокладки из пористой резины	38	34	44	46	50	55	39

Приложение И (справочное)

Действующие стандарты

Таблица И.1 – Действующие стандарты

ГОСТ 12.1.012-90	«ССБТ. Вибрационная безопасность»
ГОСТ 12.1.036-81	«ССБТ. Шум. Допустимые уровни в жилых и общественных зданиях»
ГОСТ 12.1.001-89	«ССБТ (Межгосстандарт). Ультразвук. Общие требования безопасности»
ГОСТ 12.1.023-80	«ССБТ. Шум. Методы установления значений шумовых характеристик стационарных машин»
ГОСТ 12.1.004-81	«ССБТ. Шум. Определение шумовых характеристик источников шума в защищенной камере. Точечный метод»
ГОСТ 12.1.003-83	«ССБТ. Шум. Общие требования безопасности»
ГОСТ 20.444-85	«Госстандарт СССР. Шумные транспортные потоки»
ГОСТ 27.296-87	«Госстандарт СССР. Защита шума в строительстве. Звукоизоляция ограждающих конструкций. Методы измерения»
ГОСТ 28.100-89	«Госстандарт СССР. Защита от шума. Глушители шума. Нормы»
ГОСТ 12.1.029-80	«ССБТ. Средства и методы защиты от шума. Классификация»
ГОСТ 12.4.051-87	«ССБТ. Средства индивидуальной защиты органов слуха. Общие технические требования и методы испытаний»
СНиП 2.2.4/2.1.8562-96	«Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки»
СНиП 23-03-2003	«Защита от шума»
СН 2.2.4/2.1.8.566-96	«Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий»

Приложение К (обязательное)

Терминологический словарь по акустике

Акустический — имеющий свойства или характеристики, действующие на звук или связанные со звуком: «акустические плитки», но не «акустический инженер» (если речь только не идет о коэффициенте поглощения звука инженером).

Акустическое сопротивление — вещественная часть акустического импеданса.

Амплитуда — максимальное значение колеблющейся величины.

Аудиограмма — график, вычерчиваемый (обычно автоматически) *аудиомером*, дающий характеристику слухового восприятия или величину потери слуха испытуемого в функции от частоты. Обычно строится отдельный график для каждого уха.

Аудиомер — прибор для получения (обычно автоматического) *аудиограммы*, создающий калиброванный сигнал в каждом телефоне и отмечающий на графике уровни, на которых испытуемый подает знак, свидетельствующий о появлении или исчезновении слышимости.

Бел — десять *децибел* (обычно не применяется).

Белый шум — шум, спектральная плотность которого не зависит от частоты определенного диапазона (белый шум — не обязательно случайный).

Биения — периодические колебания звукового давления, которые возникают в результате объединения двух синусоидальных воли разной частоты f_1 и f_2 . Если, например, два звуковых источника излучают чистые тона на частотах 250 и 245 Гц, то частота биений будет равна $f_1 - f_2 = 250 - 245 = 5$ Гц.

Бинауральный — использующий способность слушать двумя ушами, например с целью определения дистанции или направления. Термин применяется также и при электронном моделировании этого процесса.

Болевой порог или порог осязания — минимальный *уровень звукового давления* на данной частоте, воспринимаемый испытуемым как боль в ухе.

Внешний шум — шум, характеризующийся интенсивностью и продолжительностью звуков различных источников.

Вносимые потери — разница уровней звукового давления в точке до и после произведенных преобразований либо в источнике, либо в передающем тракте между точкой и источником; выражается в децибелах (дБ). Поскольку в

связи с различными преобразованиями звуковое давление может возрастать, вносимые потери могут быть отрицательными.

Возбуждение, или возмущение — вынужденное изменение давления, положения или другой характерной величины.

Волна — упругое возмущение, распространяющееся в среде.

Волновое сопротивление (ρc) — мера, характеризующая среду, передающую звук, и равная отношению *эффективного звукового давления* к *эффективной скорости частиц*. Оно равно произведению плотности « ρ » на скорость звука в среде « c ».

Волновой фронт — поверхность, образованная всеми точками, в которых *фаза волны* имеет одно и то же значение.

Воспринимаемый уровень звука (PN дБ) — уровень звукового давления случайного шума в полосе от одной трети октавы до одной октавы в окрестности частоты 1000 Гц, соответствующий, по оценке «нормальных» слушателей, громкости рассматриваемого шума.

Время реверберации — промежуток времени после выключения источника звука, в течение которого реверберационный звук данной частоты ослабевает на 60 дБ. Обычно измеряют время для первых 30 дБ ослабления и экстраполируют результат.

Вынужденные колебания, или вибрации — *колебания* или *вибрации*, поддерживаемые путем сообщения пульсирующего потока энергии (см. также Собственная частота).

Высота звука — термин, используемый для описания характера частоты звука; звук низкой частоты обладает небольшой высотой звука. Хотя высота звука в основном зависит от частоты, на нее также влияет звуковое давление.

Гармоника — *синусоидальная* компонента (чистый тон) сложной периодической волны, частота которой составляет целое кратное *основной частоты* волны. Компоненту («обертон») с частотой, вдвое большей основной частоты, называют второй гармоникой.

Гауссово (или нормальное) распределение — термин, применяемый в статистике для описания величины и частоты встречаемости ошибок. Важнейшие характеристики — наиболее частая встречаемость событий в центральной (средней) точке или вблизи нее, прогрессивное убывание встречаемости событий при удалении от центра и симметрия распределения по обе стороны от центра. При *случайном шуме* каждую флуктуацию амплитуды считают событием, независимо от того, лежит ли она выше или ниже среднего значения. Пиковое значение

каждой флуктуации эквивалентно ошибке, и распределение ошибок с течением времени — гауссово.

ГЛУХОТА— 100%-ная потеря слуха (если уровень порога слышимости превышает 92 дБ при частотах 500; 1000 и 2000 Гц).

Градиент — изменение локальной скорости звука с изменением высоты над уровнем земли или с изменением какого-либо другого расстояния, приводящее к рефракции звука. Чаще всего вызывается повышением или уменьшением температуры с высотой или различиями в скорости ветра.

Громкость— суждение об интенсивности звука, выносимое человеком на основании слухового ощущения; зависит от звукового давления и частоты. В значительной части диапазона слышимости утроение звукового давления, что почти равно 10 дБ, можно считать приводящим к удвоению громкости.

Демпфирование — затрата энергии колебательной системы или частицы на преодоление трения или сил вязкости. При этом затраченная энергия переходит в тепло.

Дифракция — отклонение от законов зеркального отражения или *преломления* и вообще от геометрических законов распространения волн. Типичный пример — проникновение звука в область *звуковой тени* позади акустического экрана.

Давление акустического— давление, действующее на поверхность, открытую для звуковой волны.

Децибел— десятичный логарифм отношения двух значений одной и той же физической величины, умноженной на 10.

Диффузионное поле — звуковое *поле*, в каждой точке которого уровень звукового давления один и тот же, а звуковые волны распространяются одинаково во всех направлениях.

Доплеровский эффект, доплеровский сдвиг — изменение частоты звука, наблюдаемое в точке, движущейся относительно источника звука и (или) относительно среды, в которой распространяется звук. Когда автомашина дает гудок, подъезжая к неподвижному наблюдателю, то в интервале между двумя последовательными колебаниями диафрагмы гудка источник звука движется туда же, куда и волна, и поэтому следующая волна создается ближе к предыдущей, чем в случае неподвижной автомашины. Получается волна меньшей *длины*, а значит повышается *частота*.

Длина волны— расстояние между двумя ближайшими точками волны, сдвинутыми по фазе на один полный период.

Заглушенная камера — помещение со стенками, почти полностью поглощающими звук в весьма широком диапазоне частот. Заглушённая камера почти создает условия *свободного поля*.

Затухание — уменьшение акустической мощности по мере распространения звука в канале или в помещении; затухание выражается в децибелах и определяется отношением акустической мощности более удаленной точки к акустической мощности более близкой. Затухание в трубах выражается в дБ/м.

Звук — волновое движение в какой-либо упругой *среде* либо слуховое восприятие, создаваемое таким движением.

Звуковое давление — давление в данный момент времени в точке при наличии звуковой волны за исключением статического давления в этой точке.

Звуковое поле — зона, содержащая звуковые волны.

Звуковой анализатор — прибор для измерения уровня давления в полосе и для анализа спектра звука.

Звуковой диапазон (частоты) — диапазон частот [от 16 до 20 000 Гц (20 кГц)].

Звуковая тень — акустический аналог световой тени; акустическая тень частично «засвечивается» вследствие *дифракции*.

Звукоизоляция — мера изоляции звука перегородкой, стеной или панелью, выраженная в дБ, звукоизоляция равна десятикратному десятичному логарифму отношения интенсивностей падающей и прошедшей волн либо просто разности (в дБ) уровней интенсивностей падающей и прошедшей волн. Если, впрочем, речь идет о замкнутом помещении в целом, реверберация внутри него уменьшает суммарную звукоизоляцию.

Звуковой уровень — выбранный уровень звукового давления, полученный путем использования измерительных характеристик и корректирующих характеристик А, В или С, определенных стандартами.

Звукопоглощение — преобразование звуковой энергии в тепловую при прохождении звуковой волны в пространстве или через граничную поверхность.

Измеритель звукового уровня — прибор для измерения уровней шума и звука.

Импульсный шум (импульсивный шум) — шум, характеризующийся короткой длительностью (обычно < 1 с), очень высокой интенсивностью, резкостью возникновения, быстротой затухания и быстрым изменением своего спектраль-

ного состава. Импульсный шум возникает при взрывах, ударах, выстрелах огнестрельного оружия, полетах сверхзвукового самолета (звуковой барьер) и т. д.

Импеданс— комплексное отношение силы (или давления) к скорости; см. также волновое сопротивление

Интенсивность — поток энергии через единичную площадку, передаваемый звуковой волной; имеет размерность Вт/м², может быть выражена в *децибелах* относительно некоторого уровня. Для *плоской свободной бегущей волны* интенсивность равна $p^2/\rho c$, где p — звуковое давление, ρc — *волновое сопротивление среды*.

Инфразвук— звук с частотой ниже частотного диапазона слышимости человека (обычно ниже 16 Гц).

Ифразвуковая частота — частота ниже звуковой.

Колебание — изменение во времени величины по отношению к определенному выбранному ее значению.

Костная проводимость — способ, которым звук может проникнуть во внутреннее ухо и быть услышанным, не проходя через воздух в слуховом проходе.

Коэффициент поглощения (α) — если поверхность находится в звуковом поле, то « α » есть отношение звуковой энергии, поглощенной поверхностью, к энергии, падающей на нее. Если поглощается 60 % падающей энергии, то коэффициент поглощения равен 0,6.

Коэффициент снижения шума — усредненное значение коэффициента поглощения данной поверхности или данного материала на частотах 250, 500, 1000 и 2000 Гц; используется как упрощенный показатель эффективности акустических плиток.

Критерий риска повреждения слуха — уровень шума, задаваемый в зависимости от частоты и таких факторов, как форма волны (например, чистый тон, *случайный шум*) и прерывистость, при котором вероятность стойкого понижения слуха превосходит определенную величину.

Критическая частота — самая низкая частота, при которой еще возможен резонанс совпадении для данной панели и выше которой звукоизоляция панели понижается. Чем меньше упругость панели и чем она тоньше, тем выше критическая частота. В Приложении 1 даны некоторые типичные значения критической частоты.

Микрофон— электроакустический преобразователь, который реагирует на звуковые волны и вырабатывает эквивалентные электрические сигналы.

Маскировка — повышение *порога слышимости* данного звука вследствие воздействия другого звука; наиболее ярко выражена в случае, когда маскируемый звук выше маскирующего.

Ной— единица шумности, связанная с воспринимаемым уровнем, выраженным в *PN* дБ

Нормировочные кривые и нормировочные индексы шума — наборы кривых, связывающих уровни звука в октавных полосах с приемлемостью для тех или иных условий — от заводского шума до квартирного. Результаты октавного анализа шума наносят на график нормировочных кривых шума, и наибольший номер кривой, превышенный уровнем шума в одной или нескольких октавных полосах, считается нормировочным индексом шума. Существует также арифметический метод нахождения этого индекса. В широкой практике предпочитают пользоваться оценкой шума в дБА как более адекватной.

Мкбар— единица измерения давления; $1 \text{ мкбар} = 1 \text{ дин/см}^2$.

Непрерывный спектр — спектр волн, частотные составляющие которых распределены непрерывно в диапазоне частот.

Непрерывный шум — шум, интенсивность которого остается без изменений неопределенный период времени или заданный период времени.

Октава- термин, обозначение удвоение частоты.

Октавная полоса — диапазон частот при котором наивысшая частота вдвое больше самой низкой частоты.

Окружающий шум — фоновый шум или общий доминирующий шум на данном участке (иногда в отсутствие шума, подлежащего исследованию).

Основная частота — частота повторения для периодической функции, определяется (не строго) как низшая частота сложной периодической волны, иногда называется первой гармоникой (см. также СУБГАРМОНИКИ).

Переменный шум — флуктуационный шум, уровень которого изменяется в несколько раз во время испытаний.

Период— наименьшее приращение независимой переменной, при которой повторяются значения периодической функции.

Периодический — постоянно повторяющийся без изменений через равные промежутки времени, называемые периодом. Классический пример — синусоидальная волна.

Периодическая величина — переменная величина, значения которой повторяются при определенных приращениях независимой переменной.

Пиковое звуковое давление — абсолютное максимальное мгновенное звуковое давление, возникающее в определенный период времени.

Пиковый уровень звукового давления — значение (в дБ) наибольшего звукового давления (в отличие от среднеквадратичного, или *эффективного*, звукового давления).

Пистонфон — небольшая камера с перемещающимся возвратно-поступательно поршнем, который позволяет установить определенное звуковое давление в камере.

Плоская волна — волна, в которой *волновые фронты* — плоскости, параллельные друг другу.

Поле — область, где происходят интересующие нас акустические явления.

Порог слышимости — минимальный эффективный уровень звукового давления, звукового сигнала, возбуждающий слуховое ощущение в заданных условиях прослушивания.

Потери при поглощении — частичные потери при распространении вследствие рассеяния в окружающей среде, либо в акустическом материале или преобразования звуковой энергии в другие формы энергии (тепловую).

Потери при распространении — уменьшение акустической мощности на преграде или стене; потери при распространении измеряют в децибелах и представляют как отношение акустической мощности, падающей на преграду, к акустической мощности, проходящей через нее.

Потеря слуха — ослабление слуховой чувствительности, повышение уровня порога слышимости.

Пресбикузис или пресбиакузис — тугоухость (обычно для высоких звуков), развивающаяся с возрастом.

Пучность — точка, линия или поверхность, на которой амплитуда колебаний достигает максимума (см. также УЗЕЛ).

Реверберация — звук, образующийся в помещении в результате многократных отражений от ограждающих поверхностей. Реверберационный звук продолжает некоторое время звучать еще и после прекращения излучения звука источником (см. ВРЕМЯ РЕВЕРБЕРАЦИИ).

Резонанс — система находится в резонансе при вынужденных колебаниях на данной частоте, если амплитуда ее колебаний уменьшается как при увеличении, так и при уменьшении частоты вынуждающей силы.

РЕЗОНАНС (или ЭФФЕКТ) СОВПАДЕНИЙ — совпадение длины изгибной волны, распространяющейся по панели, с длиной волны следа падающей звуковой волны на панели. Частоту, ниже которой резонанс совпадений невозможен, называют *критической частотой*.

Резонансная частота — частота, на которой имеет место *резонанс*.

Рефракция или переутомление — изменение направления распространения звука при переходе из одной среды в другую или при прохождении области *градиента* скорости звука.

Розовый шум — шум, который обладает постоянной энергией в октавной полосе, т. е. каждая октавная полоса содержит такое количество звуковой энергии, которое обратно пропорционально частоте.

Свободное поле— звуковое поле, не имеющее границ для отражения звуковых волн. На практике — это звуковое поле, в котором пренебрегают влияниями граничных поверхностей. Создать свободное поле возможно, если стены, пол и потолок помещения покрыты звукопоглощающим материалом.

Свободная бегущая волна — волна, распространяющаяся в безграничной среде (теоретическое представление).

Свободное поле — область, в которой отсутствуют существенные отражения звука. СВЯЗАННЫЕ МОДЫ — моды, оказывающие взаимное влияние друг на друга.

Сдвиг порога — изменение (временное или постоянное) *порога слышимости* у данного субъекта.

Синусоидальная волна — *волна*, изменяющаяся во времени и в пространстве по закону синуса. Это самый простой вид волны, и его часто называют чистым тоном. Проекция точки, равномерно движущейся по окружности, на прямую, лежащую в плоскости окружности, перемещается по закону синуса угла, описываемого радиус-вектором точки.

Синусодальный— изменяющийся пропорционально синусу угла.

Скорость частицы — скорость заданной бесконечно малой частицы среды по отношению к среде в целом.

Случайный шум — колебание, амплитуда которого или частота в данный момент не определены.

Случайный шум — шум сплошного спектра, вызванный случайными колебаниями давления или аналогичные флуктуации любой другой величины.

Собственная частота — частота, на которой система свободно колеблется после прекращения соответствующего возбуждения.

Сон— единица громкости, рассчитанная на получение приблизительно равномерной шкалы громкости.

Спектр— совокупность частот, образующих данный звук.

Средняя частота октавной полосы — частота, применяемая для характеристики данной октавной полосы.

Статическое бавление — давление, которое существует в точке при отсутствии звуковых волн.

Стоячая волна — волна, возникающая при отражении от преград, когда расстояние между ними (или между полом и потолком помещения) кратно половине длины волны звука. Устойчивость звуковой волны зависит от жесткости отражающей поверхности; звуковое давление может изменяться на 20 дБ между узлом (минимальная амплитуда стоячей волны).

Сферическая волна— волна, фронт которой представляет собой сферу.

Среда — вещество, по которому передается звуковая волна.

Среднеквадратичное значение — эффективное значение колеблющейся величины: результат возведения в квадрат, усреднения и последующего извлечения квадратного корня.

Максимальное звуковое давление в синусоидальной волне в раз больше среднеквадратичного значения. Эффективный уровень звукового давления дает наилучшую меру обычных звуков, но для оценки шумов импульсного характера требуется указать *пиковый уровень*.

Средняя длина свободного пробега — среднее расстояние, пробегаемое звуком между двумя последовательными отражениями в помещении.

Субгармоника — *колебание с частотой*, равной основной частоте периодической волны, разделенной на целое число.

Суперпозиция — арифметическая комбинация полей двух или более волн.

Тон— звук определенной *высоты*.

Угловая частота (ω) — из математических соображений удобно пользоваться частотой, выраженной в *герцах*, умноженной на 2π , что эквивалентно углу в 360° , выраженному в радианах. Угловая частота $\omega = 2\pi f$, таким образом, есть частота, выраженная в радиан/с.

Узел — точка, линия или поверхность, на которых *амплитуда* волны равна нулю.

Уровень — значение данной величины в *децибелах*.

Уровень звукового давления — *эффективное* звуковое давление, или *среднеквадратичное значение* отклонений давления от атмосферного давления, вызванных прохождением звуковой волны, выраженное в *децибелах* относительно давления 2×10^{-5} Н/м².

Ультразвук — звук с частотой выше предела слышимости человека (> 20 000 Гц).

Уровень давления в полосе — уровень давления звука в ограниченной полосе частот. Диапазон частот определяется верхним и нижним пределами критической частоты или среднегеометрической частотой и шириной полосы. Ширину полосы частот характеризуют уровнями октавной полосы (звуковое давление), $1/2$ октавной полосы, $1/3$ октавной полосы, полосы частот на 50 Гц и т. д.

Уровень мощности — десятичный логарифм отношения данной мощности выбранному уровню сравнения, умноженный на 10; единица измерения — дБ.

Уровень порога слышимости — порог слышимости уха, превышающий стандартную аудиометрическую отметку ноль. Единица измерения — дБ.

Уровень слышимости — разница в уровне звукового давления между пороговым звуком для одного человека (промежуточное или среднее значение для группы людей) и уровнем стандартного звукового давления, определяющая норму аудиометрического порога слышимости. Этот термин используют для определения уровня порога слышимости (qv). Единица измерения — децибел.

Уровень шума — характеристика уровня звукового давления.

Уровень экспозиции звука — уровень звука в определенном интервале времени или в течение одной экспозиции, соответствует интегрированному по времени, среднеквадратичному уровню звука с корректирующей характеристикой A для определенных интервалов времени или экспозиции 1 с.

Фаза — мера «попадания в такт» или «выхода из такта» для звука или другой периодической функции. Измеряется в угловой мере в градусах или, лучше, в радианах ($360^\circ = 2\pi$; радиан); если, например, одна синусоидальная волна отстает от другой, так что минимумы первой совпадают по времени с максимумами второй, то говорят о расхождении по фазе на π радиан, или на 180° (см. также угловая частота)

Фон — единица уровня громкости (см. СОН).

Цикл — последовательность значений периодической величины за период.

Частица — в теоретическом смысле бесконечно малый объем вещества или среды; практически — достаточно малый объем.

Частота— число повторяющихся циклов движения, которое колебательная система или частица совершает в течение 1 с; выражается в герцах (Гц) или в цикл/с.

Широкополосный шум — шум, энергия которого распределяется в широком диапазоне частот (более одной октавы).

Шум— любой нежелательный звук или более точно любой нежелательный раздражающий фактор в пределах частотной полосы (беспорядочный, прерывистый, возникающий случайно).

Шум окружающей среды — комбинация звуков от множества источников окружающей среды.

Эквивалентный звуковой уровень — уровень постоянного звука, который в данной ситуации и в данный период времени обладает той же энергией, что и переменный во времени звук. Это уровень среднеквадратичного звукового давления с корректирующей характеристикой A .

Экспозиция шума — звуковое раздражение, воздействующее на человеческое ухо или человека в течение определенного периода времени (например, за смену, день, трудовую жизнь).

Опасный шум — акустическое воздействие на ухо, в результате которого которой части населения возникает изменение порога слышимости.

ЭФФЕКТИВНОЕ ЗВУКОВОЕ ДАВЛЕНИЕ (среднеквадратичное звуковое давление) — среднеквадратичное значение мгновенных звуковых давлений в рассматриваемой точке за интервал времени. В случае периодического звукового давления интервал рассматривают как сумму периодов или время, более длительное, чем период.

Эффективность — отношение полезной выходной мощности прибора к общей входной.