

**Министерство строительства
и жилищно-коммунального хозяйства
Российской Федерации**

**Федеральное автономное учреждение
«Федеральный центр нормирования, стандартизации
и технической оценки соответствия в строительстве»**

ПОСОБИЕ

**ПО АКУСТИЧЕСКИМ РАСЧЕТАМ ОБОРУДОВАНИЯ
СИСТЕМ ВОЗДУШНОГО ОТОПЛЕНИЯ, ВЕНТИЛЯЦИИ,
КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА
И ПРОЕКТИРОВАНИЮ ОПТИМАЛЬНОЙ ЗАЩИТЫ
ОТ ШУМА**

Москва 2020

Содержание

1 Область применения	1
2 Нормативные ссылки	1
3 Термины и определения	2
4 Общие положения	4
5 Нормируемые параметры	8
6 Методические рекомендации	9
7 Методы расчета снижения звуковой мощности аэродинамического шума в сети воздуховодов	11
7.1 Методы определения снижения уровней звуковой мощности в элементах сети	12
7.2 Методы расчета шума в крупногабаритных воздуховодах	16
7.3 Метод и методика расчета шума, излучаемого воздуховодом, при проектировании шумозащиты в помещениях с потолками технологического назначения	24
8 Расчет уровней воздушного шума в помещениях	29
8.1 Помещение, обслуживаемое системами	29
8.2 Помещение, через которое проходит воздуховод	32
8.3 Помещение, из которого шум источника проникает в другое помещение по воздуховоду	33
8.4 Помещение, через которое проходит «шумный» воздуховод	34
8.5 Техническое помещение с оборудованием	35
8.6 Помещение, изолируемое (защищаемое) от шума	35
9 Расчет уровней шума наружных источников на территории, прилегающей к зданию	36
9.1 Погрешности существующей расчетной методики	36
9.2 Точные методы расчета уровней шума линейных и плоских источников	39
10 Расчет виброизоляции оборудования и структурного шума.....	47
11 Методы и средства снижения аэродинамического, воздушного и структурного шума	69
11.1 Общие требования	69
11.2 Снижение аэродинамического шума	70
11.2.1 Рекомендации по выбору параметров системы	70
11.2.2 Характеристики различных типов глушителей и рекомендации по их проектированию, замене звукопоглощающего материала, выбору размеров, мест установки, определению гидравлического сопротивления	71
11.2.3 Условия замены звукопоглощающего материала на равноценный по эффективности	75
11.2.4 Расчет аэродинамического сопротивления глушителя	76
11.2.5 Акустические возможности гибких воздуховодов	77

11.3 Снижение воздушного шума оборудования методами звукоизоляции и звукопоглощения	83
11.3.1 Пути распространения воздушного шума из технического помещения	83
11.3.2 Расчет уровней шума в техническом помещении и требуемой изоляции воздушного шума ограждениями	85
11.3.3 Снижение шума за счет акустической обработки технического помещения и звукоизолирующих покрытий на воздуховоды	87
11.4 Снижение структурного шума посредством виброизоляции	88
11.4.1 Общие положения и основные принципы звукоизоляции	88
11.4.2 Рекомендации по устройству в технических помещениях полов на упругом основании	89
11.4.3 Виброизоляция воздуховодов и технологических труб	92
11.4.4 Виброизоляция машин и агрегатов	94
11.5 Экранирование шума наружных источников	95
11.5.1 Методика расчета и конструктивные параметры экранов	95
11.5.2 Пример акустического расчета и проектирования экрана	98
Приложение А Предельно допустимые уровни звукового давления, уровни звука и эквивалентные уровни звука для наиболее типичных видов деятельности и рабочих мест, допустимые уровни звукового давления и уровни звука проникающего шума систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха в помещения жилых и общественных зданий и на территории жилой застройки	104
Приложение Б Акустические характеристики глушителей аэродинамического шума	107
Приложение В Эффективность звукоизолирующих покрытий на воздуховоды	109
Приложение Г Динамические характеристики виброизолирующих материалов	111
Приложение Д Примеры акустического расчета типовых систем вентиляции	112
Приложение Е Примеры технических решений экранирования шума наружных источников систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха на объектах г. Москвы	122
Библиография	133

Введение

Настоящее пособие разработано в развитие положений СП 271.1325800.2016 «Системы шумоглушения воздушного отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. Правила проектирования», СП 51.13330.2011 «СНиП 23-03-2003 Защита от шума».

Цель разработки – создание механизма для более грамотного и оперативного проектирования защиты от шума оборудования систем воздушного отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха (ОВК), устанавливаемого в современных зданиях различного назначения, повышения качества проектных работ и снижения стоимости средств защиты от шума за счет более точной оценки прогнозируемой акустической ситуации.

Системы ОВК, предназначенные для обеспечения необходимого микроклимата в помещениях зданий различного назначения, при работе излучают, как правило, повышенный аэродинамический шум, распространяющийся по воздуховодам, и воздушный шум, распространяющийся от источников непосредственно в окружающее пространство. Кроме того, вентиляционное оборудование при определенных условиях создает структурный шум в помещениях, причина которого – вибрация, достигающая ограждений этих помещений. Защита от воздушного, аэродинамического и структурного шума систем ОВК – весьма актуальная и не простая задача в современном строительстве.

Одна из важных проблем, возникающих при решении этой задачи, – отсутствие возможности размещения защищаемых (изолируемых) от шума помещений как можно дальше от источников шума и вибрации систем ОВК (вентиляционных камер, хладоцентров, насосных и т. п.). Вместе с тем, этот вопрос требует рассмотрения уже на стадии архитектурно-планировочного решения здания, поскольку, чем ближе к такому помещению расположен источник, тем сложнее и дороже становятся последующие мероприятия, связанные со звукоизоляцией, виброизоляцией и снижением шума оборудования.

Разработка оптимальной с точки зрения акустики и экономики защиты от шума оборудования систем ОВК возможна только при условии, если она осуществляется на основании акустических расчетов, обеспечивающих достаточную точность получаемых результатов (требуемого снижения аэродинамического, воздушного и структурного шума оборудования). Важно, чтобы эти расчеты выполнялись без ошибок, которые возникают на практике по субъективным и объективным причинам, а также своевременно, – на стадии проектирования объекта (здания, сооружения, предприятия). Позже, особенно после завершения строительства или в процессе его эксплуатации, ошибки, допущенные на начальной стадии, как правило, трудно или вообще невозможно исправить.

Субъективные причины ошибок при выполнении акустических расчетов обусловлены в основном низким уровнем подготовки исполнителей таких расчетов, а объективные связаны с недостатками в методиках расчетов. Так, например, для определения уровней шума в крупногабаритных воздуховодах вентиляционных систем общественных зданий, в распространяющейся звуковой энергии которых есть диффузная составляющая, применяются методы, основанные на волновой теории, справедливые в воздуховодах с обычными относительно небольшими поперечными размерами. В звуковых полях, характерных для крупногабаритных воздуховодов, более пригодны методы оценки распространения и снижения звуковой энергии, основанные на статистической энергетической теории.

Для оценки шумового воздействия на окружающую среду разнообразных наружных источников систем ОВК используется только одна формула, которая не учитывает характер шума, излучаемого источниками, их форму и размеры, место расположения на здании (сооружении), а также положение относительно других поверхностей. Существующая методика расчета структурного шума не обеспечивает необходимую точность результатов. При этом практически отсутствуют надежные и точные инженерные методы расчета виброизоляции оборудования, учитывающие динамические характеристики современных виброизолирующих материалов.

Пособие содержит:

- разъяснение особенностей определения и использования шумовых характеристик вентиляторов и вентиляционных установок в акустических расчетах;
- методические рекомендации по рациональному выбору элементов, параметров вентиляционных сетей и расположению оборудования в здании;
- условия и требования, направленные на повышение качества и точности акустических расчетов;
- методические рекомендации по расчету снижения уровня звуковой мощности аэродинамического шума в воздуховодах, расчету воздушного шума в технических помещениях (вентиляционных камерах), в помещениях с транзитными воздуховодами и помещениях, обслуживаемых системами;
- рассмотрение механизмов передачи воздушного шума в изолируемые помещения через ограждающие конструкции технических помещений и расчет требуемой изоляции ограждениями;
- методические рекомендации по расчету виброизоляции оборудования и структурного шума;
- методические рекомендации по применению новых методов расчета уровней аэродинамического шума и снижения звуковой мощности в крупногабаритных прямоугольных воздуховодах систем с программным обеспечением и уровней воздушного шума, создаваемого линейными и плоскими источниками систем ОВК на территории городской застройки;
- методические рекомендации по определению, проектированию и применению средств снижения воздушного и структурного шума;

разъяснение особенностей различных типов глушителей и рекомендации по их выбору и использованию для снижения аэродинамического шума систем ОВК, распространяющегося по воздуховодам;

- примеры акустических расчетов типовых вентиляционных систем (вентиляционных установок), акустических экранов и внедренных вариантов экранирования шума наружных источников систем ОВК.

Пособие разработано авторским коллективом НИИСФ РААСН (доктора техн. наук *И.Л. Шубин*, *В.П. Гусев*, канд. техн. наук *В.А. Смирнов*, инженеры *М.Ю. Лешко*, *А.В. Сидорина*); ТГТУ (доктора техн. наук *А.И. Антонов*, *В.И. Леденев*).

1 Область применения

Настоящее пособие следует использовать при выполнении акустических расчетов и проектировании оптимальной защиты от шума систем воздушного отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха при строительстве, реконструкции и реставрации жилых, общественных, административных зданий для эффективной борьбы с негативным воздействием оборудования систем ОВК, обеспечения в зданиях, на прилегающих к ним территориях и в рекреационных зонах нормативных параметров акустической среды.

Пособие предназначено для применения специалистами проектных организаций, государственных и иных органов экспертизы и согласования проектов, органов лицензирования и сертификации, организаций-разработчиков и поставщиков вентиляционного оборудования, средств снижения шума и акустических материалов, экологических служб и организаций, контрольно-надзорных органов, чья деятельность связана с проектированием, монтажом и эксплуатацией систем ОВК.

2 Нормативные ссылки

В настоящем пособии использованы ссылки на следующие нормативные документы:

ГОСТ 12.1.003–2014 Система стандартов безопасности труда. Шум. Общие требования безопасности

ГОСТ 14918–2020 Прокат листовой горячеоцинкованный. Технические условия

ГОСТ 21880–2011 Маты из минеральной ваты прошивные теплоизоляционные. Технические условия

ГОСТ 31352–2007 (ИСО 5136:2003) Шум машин. Определение уровней звуковой мощности, излучаемой в воздуховод вентиляторами и другими устройствами перемещения воздуха, методом измерительного воздуховода

ГОСТ 31353.2–2007 (ИСО 13347-2:2004) Шум машин. Вентиляторы промышленные. Определение уровней звуковой мощности в лабораторных условиях. Часть 2. Реверберационный метод

ГОСТ 31353.4–2007 (ИСО 13347-4:2004) Шум машин. Вентиляторы промышленные. Определение уровней звуковой мощности в лабораторных условиях. Часть 4. Метод звуковой интенсиметрии

ГОСТ Р 53188.1–2019 Государственная система обеспечения единства измерений. Шумомеры. Часть 1. Технические требования

ГОСТ Р ИСО 15665–2007 Шум. Руководство по акустической изоляции труб и арматуры трубопроводов

ГОСТ Р ЕН 12354-1–2012 Акустика зданий. Методы расчета акустических характеристик зданий по характеристикам их элементов. Часть 1. Звукоизоляция воздушного шума между помещениями

ГОСТ Р ЕН 12354-5–2012 Акустика зданий. Методы расчета акустических характеристик зданий по характеристиками их элементов. Часть 5. Шум инженерного оборудования

ГОСТ Р ИСО 2017-1–2011 Вибрация и удар. Упругие системы крепления. Часть 1. Технические данные для применения систем виброизоляции

СП 51.13330.2011 «СНиП 23-03-2003 Защита от шума» (с изменением № 1)

СП 271.1325800.2016 Системы шумоглушения воздушного отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. Правила проектирования

СП 275.1325800.2016 Конструкции ограждающие жилых и общественных зданий. Правила проектирования звукоизоляции

СП 413.1325800.2018 Здания и сооружения, подверженные динамическим воздействиям. Правила проектирования

СН 2.2.4/1.8.566-96 Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий

СН 2.2.4/2.1.8.562–96 Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки

СанПиН 2.2.4.3359-16 Санитарно-эпидемиологические требования к физическим факторам на рабочих местах

П р и м е ч а н и е – При пользовании настоящим пособием целесообразно проверить действие ссылочных документов в информационной системе общего пользования – на официальном сайте федерального органа исполнительной власти в сфере стандартизации в сети Интернет или по ежегодному информационному указателю «Национальные стандарты», который опубликован по состоянию на 1 января текущего года, и по выпускам ежемесячного информационного указателя «Национальные стандарты» за текущий год. Если заменен ссылочный документ, на который дана недатированная ссылка, то рекомендуется использовать действующую версию этого документа с учетом всех внесенных в данную версию изменений. Если заменен ссылочный документ, на который дана датированная ссылка, то рекомендуется использовать версию этого документа с указанным выше годом утверждения (принятия). Если после утверждения настоящего пособия в ссылочный документ, на который дана датированная ссылка, внесено изменение, затрагивающее положение, на которое дана ссылка, то это положение рекомендуется применять без учета данного изменения. Если ссылочный документ отменен без замены, то положение, в котором дана ссылка на него, рекомендуется применять в части, не затрагивающей эту ссылку. Сведения о действии сводов правил целесообразно проверить в Федеральном информационном фонде стандартов.

3 Термины и определения

В настоящем пособии применены следующие термины с соответствующими определениями:

3.1 вентиляционная сеть: Сеть воздуховодов систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха.

3.2 элементы сети: Прямые участки воздуховодов, повороты, тройники, диффузоры, конфузоры, шиберы и дроссель-клапаны, воздухозаборные и воздухораспределительные устройства, глушители.

3.3 звуковая мощность, Вт: Количество энергии, излучаемой источником шума в единицу времени.

3.4 уровень звуковой мощности, дБ: Десятикратный десятичный логарифм отношения звуковой мощности к опорной звуковой мощности, равной $W_0 = 10^{-12}$ Вт.

3.5 потери звуковой энергии, дБ: Разность между уровнями звуковой мощности на входе в группу элементов (или элемент) сети и выходе из нее.

3.6 уровень звуковой мощности на стороне всасывания вентилятора (вентиляционной установки), дБ: Уровень звуковой мощности, излучаемой входом (входным патрубком) вентилятора (вентиляционной установки).

3.7 уровень звуковой мощности на стороне нагнетания вентилятора (вентиляционной установки), дБ: Уровень звуковой мощности, излучаемой выходом (выходным патрубком) вентилятора (вентиляционной установки).

3.8 уровень звуковой мощности корпуса вентилятора (вентиляционной установки), дБ: Уровень звуковой мощности, излучаемой корпусом вентилятора (вентиляционной установки) в окружающее пространство.

3.9 уровень звукового давления, дБ: Десятикратный десятичный логарифм отношения квадрата звукового давления к квадрату опорного звукового давления, равного $p_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ Па.

3.10 октавный (третьоктавный) уровень звукового давления, дБ: Уровень звукового давления в октавной (третьоктавной) полосе частот.

3.11 средний уровень звукового давления в помещении; L_m , дБ: Величина, равная десяти десятичным логарифмам отношения усредненных в пространстве и во времени квадратов значения звукового давления, измеренного при стандартных временной и частотной характеристиках измерительной системы по ГОСТ Р 53188.1, к квадрату опорного звукового давления, равного $p_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ Па, причем пространственное усреднение выполняется по всему помещению, за исключением областей, в которых наблюдается существенное влияние прямого звука источника шума или ближнего поля ограждающих поверхностей помещения.

3.12 уровень звука, дБА: Энергетическая сумма октавных (или третьоктавных) уровней звукового давления в нормируемом диапазоне частот, откорректированных по частотной коррекции A шумомера по ГОСТ Р 53188.1.

3.13 эквивалентный (по энергии) уровень звука, дБА: Уровень звука постоянного шума, который имеет то же самое среднеквадратическое звуковое давление, что и исследуемый непостоянный шум в течение определенного интервала времени.

3.14 допустимый уровень шума, дБ: Уровень, который не вызывает у человека значительного беспокойства и существенных изменений показателей функционального состояния систем и анализаторов чувствительности к шуму.

3.15 лопаточная частота, Гц: Частота прохождения лопаток рабочего колеса вентилятора мимо некоторой контрольной точки.

3.16 измерительная точка: Место, в котором размещают измерительный микрофон или шумомер и проводят измерение шума.

3.17 ожидаемые уровни шума, дБ: Уровни шума, полученные путем расчета.

3.18 допустимый уровень шума: Уровень шума, который при воздействии в течение длительных периодов времени не приводит к существенным изменениям показателей функционального состояния систем и анализаторов организма человека.

3.19 время реверберации; T , с: Время, требуемое для снижения уровня звукового давления в помещении на 60 дБ после выключения источника шума.

3.20 коэффициент звукопоглощения; α : Отношение величины неотраженной поверхностью звуковой энергии, к величине падающей на поверхность энергии.

3.21 средний коэффициент звукопоглощения; $\alpha_{\text{ср}}$: Отношение суммарной эквивалентной площади звукопоглощения в помещении $A_{\text{сум}}$ (включая поглощение всех поверхностей, оборудования и людей) к суммарной площади всех поверхностей помещения.

3.22 эквивалентная площадь звукопоглощения; A , м²: Площадь поверхности с коэффициентом звукопоглощения, равным единице, которая поглощает такое же количество звуковой энергии, как и все вместе взятые поверхности ограждающих конструкций помещения.

3.23 изоляция воздушного шума; R , дБ: Величина, равная десяти десятичным логарифмам отношения звуковой мощности, падающей на испытываемую ограждающую конструкцию со стороны помещения высокого уровня, к звуковой мощности, излучаемой другой стороной испытываемой ограждающей конструкции в помещение низкого уровня.

3.24 частотная характеристика изоляции воздушного шума $R(f)$ или $R'(f)$ ограждающей конструкцией, дБ: Значения изоляции воздушного шума R или фактической изоляции воздушного шума R' ограждающей конструкцией в каждой из третьоктавных полос со среднегеометрическими частотами f , Гц, в диапазоне от 100 до 3150 Гц или в каждой из октавных полос со среднегеометрическими частотами от 125 до 4000 Гц, представляемые в табличной или графической форме.

3.25 индекс изоляции воздушного шума; R_w , дБ: Величина, служащая для одночисловой оценки изоляции воздушного шума испытываемой ограждающей конструкцией; определяется путем сопоставления частотной характеристики изоляции воздушного шума, полученной при отсутствии косвенной передачи звука, со специальной оценочной кривой.

4 Общие положения

4.1 Защита от шума оборудования систем ОВК только тогда может быть оптимальной и эффективной, когда к ее разработке приступают на стадии объемно-планировочного решения здания, когда существует возможность оценить ситуацию и разместить (расположить) оборудование как можно дальше от помещений, защищаемых от шума и по горизонтали, и по вертикали. Чем ближе к этим помещениям расположен источник негативного воздействия, тем сложнее и дороже мероприятия по обеспечению в них

нормативных акустических условий. В некоторых случаях расположение оборудования в непосредственной близости от защищаемых от шума помещений приводит к невозможности их использования по назначению и последующему перепрофилированию.

П р и м е ч а н и е – Смежное расположение технических помещений (вентиляционных камер, хладоцентров, насосных и др.) по горизонтали и вертикали зданий и помещений с повышенными требованиями по фактору шума (операционных, палат больниц, жилых помещений, офисов и др.) исключает СП 51.13330 (основополагающий документ в области борьбы с шумом) и СП 271.1325800.

4.2 В состав проектов систем ОВК, используемых в зданиях различного назначения, необходимо включать раздел «Защита от шума». Этот раздел должен содержать: обоснование для разработки защиты от шума (акустические расчеты, результаты определения ожидаемых уровней аэродинамического, воздушного и структурного шума оборудования в зонах воздействия на человека внутри зданий и на прилегающих к ним территориях) и защитные меры (строительно-акустические мероприятия, обеспечивающие требуемое снижение уровней шума оборудования в октавных полосах частот относительно допустимых значений).

4.3 Акустический расчет оборудования систем ОВК – основа для проектирования малозумной системы [1] и включает расчеты в октавных полосах частот ожидаемых уровней:

- аэродинамического шума, излучаемого вентиляторами, вентиляционными установками, дросселирующими устройствами, доводчиками (фэнкойлами) в воздуховоды с учетом снижения его звуковой мощности в элементах сети (на прямых участках, в поворотах, отводах, сужениях, расширениях и др.);
- воздушного шума, создаваемого разнообразным оборудованием в технических помещениях и в помещениях, расположенных смежно с ними по горизонтали и вертикали;
- воздушного шума, создаваемого воздухозаборными и воздухораспределительными устройствами в обслуживаемых системах помещений и транзитными воздуховодами в помещениях, через которые они проходят;
- структурного шума, возникающего в защищаемых от него помещениях под воздействием вибрации оборудования, достигающей их ограждений;
- суммарного или раздельного шумового воздействия внешних источников здания (вентиляторов, вентиляционных установок, воздухозаборных и выбросных решеток, холодильных машин, воздушных охладителей, наружных блоков кондиционеров и др.) на прилегающей к объекту (зданию) территории.

Заключительный этап акустического расчета – определение основы для разработки защитных мер – требуемого снижения уровней шума в расчетных точках: в помещениях конкретного здания, на прилегающей к нему территории и на территориях, прилегающих к другим зданиям застройки на основе сопоставления ожидаемых уровней шума с допустимыми уровнями звукового давления.

Для удобства пользования настоящим пособием таблица А.1 содержит выписку из СП 51.13330: предельно допустимые уровни звукового давления (УЗД), уровни звука, эквивалентные и максимальные уровни звука для наиболее типичных видов трудовой деятельности и рабочих мест и допустимые УЗД проникающего шума в помещениях жилых и общественных зданий и на территории жилой застройки с учетом поправки минус 5 дБ (таблица 3, примечание 3 СН 2.2.4/2.1.8.562–96).

4.4 Исходные данные для акустических расчетов – основные шумовые характеристики оборудования. Это уровни звуковой мощности (УЗМ) в октавных полосах частот (СП 51.13330, СП 271.1325800), определяемые по результатам измерений стандартными методами по ГОСТ 12.1.003, ГОСТ 31352, ГОСТ 31353.2, ГОСТ 31353.4.

4.5 При выполнении акустических расчетов следует учитывать ряд важных требований, условий, факторов и рекомендаций:

а) акустические расчеты выполняются в каждой из восьми октавных полос, начиная с октавы со среднегеометрической частотой 63 Гц. Ожидаемые (рассчитанные) УЗД определяются с точностью до десятых долей децибела, окончательный результат округляется до целых значений. Инструментально контролируемые УЗД в местах пребывания человека (в помещении, в застройке, в зоне отдыха и др.) определяются для каждой из девяти октавных полос, начиная с октавы со среднегеометрической частотой 31,5 Гц. Допустимые УЗД слышимого диапазона частот устанавливают СН 2.2.4/2.1.8.562;

б) расчеты ожидаемых уровней шума вентиляторов, вентиляционных установок, доводчиков выполняются по УЗМ на сторонах забора воздуха, выхлопа и вокруг корпуса: в обслуживаемых системами ОВК помещениях здания, в технических и в смежных с ними помещениях, в помещениях, через которые проходят магистральные (транзитные) воздуховоды, а также на прилегающей к зданию территории застройки;

в) расчеты ожидаемых уровней шума, создаваемых холодильными машинами, воздушными охладителями, градирнями в местах их установки (в технических помещениях, на открытых площадках), в защищаемых от шума помещениях здания и на прилегающей территории выполняются по УЗМ в октавных полосах частот. Допускается использовать для этого УЗД, измеренные на заданных расстояниях от их контуров, если акустические условия измерения УЗД соответствуют условиям эксплуатации оборудования;

г) расчетные точки внутри помещений выбираются в зонах постоянного пребывания человека (на рабочих, спальнях и других местах, ближайших к источникам шума) на высоте 1,2–1,5 м от уровня пола, а на территориях застройки в двух метрах от ограждений зданий, например, окон защищаемых от шума помещений;

д) уровни звукового давления в помещении зависят от звуковой мощности, фактора направленности излучения шума источником, количества

источников шума, от выбора расчетной точки (от ее расположения относительно источника шума и ограждающих строительных конструкций), от размеров и акустических характеристик помещения. Связь между звуковой мощностью источника и звуковым давлением в точке наблюдения аналогична соотношению между производительностью тепла нагревательным устройством и температурой воздуха в помещении;

е) октавные УЗД в расчетных точках, если в помещение поступает шум от нескольких источников, излучающих шум внутрь воздуховодов (вентиляторов, регулирующих поток воздуха устройств, элементов сети воздуховодов), определяются для каждого источника в отдельности при проникновении шума в помещение через одно или несколько воздуховодораспределительных устройств. Для контрольной оценки или иной цели требуемое суммарное снижение октавных уровней звукового давления в помещении при одновременной работе всех источников шума определяют как разность между октавными уровнями звукового давления в расчетной точке от всех источников и допустимыми уровнями шума;

ж) для оценки суммарного воздействия нескольких источников шума при совместной работе выполняется энергетическое суммирование: их уровней звуковой мощности, если источники в зоне (месте) установки компактно расположены, либо создаваемых ими уровней звукового давления непосредственно в расчетной точке, по таблице 4.1;

и) в расчете ожидаемых уровней шума систем ОВК в обслуживаемом помещении учитывается суммарное снижение уровня звуковой мощности в элементах сети воздуховодов по пути распространения шума (в прямых участках, в поворотах, изменениях поперечного сечения и др.), а также образование шума в дросселирующих, воздуховодораспределительных устройствах и в фасонных элементах (поворотах, отводах, тройниках).

Т а б л и ц а 4.1 – Соотношение между разностью уровней шума и добавкой к более высокому уровню

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

4.6 Для защиты от шума систем ОВК и его снижения на пути распространения [2] в общем случае требуется:

- рациональное с акустической точки зрения объемно-планировочное решение здания, исключающее расположение рядом с помещениями с оборудованием (вентиляционными камерами, насосными, хладоцентрами и другими техническими помещениями), над ними и под ними, помещений с высокими(жесткими) требованиями к акустическим условиям;

- применение ограждающих конструкций технических помещений, обеспечивающих требуемую звукоизоляцию;

- установка звукоизолирующих кожухов на шумные агрегаты и звукоизолирующих покрытий на воздуховоды и технологические трубы;
- установка глушителей шума на сторонах всасывания и нагнетания вентиляторов, на выходе из дросселирующих поток устройств и при вводе воздуховодов в помещения;
- акустическая обработка технических помещений – установка на стены и потолки звукопоглощающих облицовок;
- осуществление в технических помещениях полов на упругом основании (плавающих полов) или вибродемпфирующих оснований под агрегаты (вентиляторы, вентиляционные установки, кондиционеры, насосы, холодильные машины и др.);
- виброизоляция воздуховодов, технологических труб в местах их прохода через ограждения технических помещений и крепления к строительным конструкциям здания;
- установка гибких элементов (вставок) между вентиляторами и воздуховодами, насосами и технологическими трубопроводами;
- установка акустических экранов и выгородок из них у наружных источников шума (холодильных машин, наружных блоков кондиционеров, различных воздушных охладителей и др.).

Для оценки необходимости и достаточности выбранных мероприятий по обеспечению нормативных акустических условий в помещениях объекта здания и на прилегающей к нему территории в обязательном порядке требуется поверочный акустический расчет.

5 Нормируемые параметры

Нормируемые параметры постоянного широкополосного шума в расчетных и измерительных точках – уровни звукового давления L , дБ, в октавных полосах частот со среднегеометрическими частотами 31,5; 63; 125; 250; 500; 1000; 2000; 4000 и 8000 Гц. Для ориентировочной (оперативной) оценки шумового режима допускается использование уровней звука L_A , дБА.

Нормируемые параметры непостоянного (прерывистого во времени) шума – октавные УЗД, эквивалентные (по энергии) уровни звука $L_{Aэкв}$, дБА, и максимальные уровни звука $L_{Aмакс}$, дБА. Оценка непостоянного шума на соответствие допустимым уровням должна проводиться одновременно по эквивалентному и максимальному уровням. Шум считается в пределах нормы, когда он как по эквивалентному, так и по максимальному уровням не превышает установленные нормативные значения. Превышение одного из показателей рассматривается как несоответствие санитарным нормам.

Предельно допустимые УЗД в октавных полосах частот, уровни звука и эквивалентные уровни звука для основных наиболее типичных видов трудовой деятельности и рабочих мест, разработанные с учетом категории тяжести и напряженности труда, следует принимать по таблице 2 СН 2.2.4/2.1.8.562–96.

Допустимые значения УЗД в октавных полосах частот L_i , дБ, эквивалентные $L_{Aэкв}$, дБА, и максимальные уровни звука $L_{Aмакс}$, дБА, проникающего шума систем ОВК в помещения жилых и общественных зданий и шума на территории городской застройки следует принимать по таблице А.1.

При выборе допустимых УЗД проникающего шума систем ОВК учитывают уровень собственного шума в помещении, обусловленного нормальной рабочей активностью оборудования, и внешнего городского шума (транспортного шума).

6 Методические рекомендации

6.1 Качество акустических расчетов зависит, прежде всего, от точности и достоверности используемых исходных данных. В связи с этим, следует обращать особое внимание на шумовые характеристики оборудования, в частности, нельзя допускать использование вместо основных шумовых характеристик (октавных УЗМ) их скорректированные по шкале A значения: октавные УЗМ с учетом частотной коррекции (ГОСТ Р 53188.1), приведенной в таблице 6.1.

Т а б л и ц а 6.1 – Октавные значения частотной коррекции A

Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Корректирующая поправка, дБ	–26	–16	–9	–3	0	+1	+1	–1

Эти, по меньшей мере, условные шумовые характеристики изготовители оборудования часто ошибочно или намеренно приводят в технических паспортах или в каталогах. Следствием применения в расчетах таких исходных данных являются значительное занижение ожидаемых УЗД и требуемого снижения шума на низких частотах, соответственно, недостаточность рекомендуемых защитных мер и не предусмотренные своевременно материальные затраты.

П р и м е ч а н и е – Для получения основных шумовых характеристик оборудования, установленных СП 271.1325800, следует прибавлять к скорректированным октавным УЗМ частотную коррекцию, приведенную в таблице 6.1.

6.2 Нельзя пренебрегать в акустических расчетах важной поправкой ΔL_2 , приведенной в СП 271.1325800, которая учитывает акустическое влияние присоединения воздухопроводов к патрубкам вентиляторов, вентиляционных установки, фэнкойлов, дросселей (таблица 6.2).

Т а б л и ц а 6.2 – Поправка ΔL_2 , учитывающая акустическое влияние присоединения воздуховода к вентилятору (вентиляционной установке)

Эквивалентный диаметр $D_э$, мм	Снижение октавных уровней звуковой мощности, дБ, при среднегеометрических при среднегеометрических частотах октавных полос, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1	2	3	4	5	6	7	8	9
100	19	14	10	5	2	0	0	0
125	18	13	8	4	1	0	0	0
140	16	12	7	3	0	0	0	0
160	15	11	6	2	0	0	0	0
180	15	11	6	2	0	0	0	0
200	14	10	6	2	0	0	0	0
225	14	9	5	1	0	0	0	0
250	13	8	4	1	0	0	0	0
280	12	8	3	1	0	0	0	0
315	11	7	3	0	0	0	0	0
350	11	6	2	0	0	0	0	0
400	10	5	2	0	0	0	0	0
450	8	5	1	0	0	0	0	0
500	8	4	1	0	0	0	0	0
560	8	3	1	0	0	0	0	0
630	7	3	1	0	0	0	0	0
710	6	2	0	0	0	0	0	0
800	5	2	0	0	0	0	0	0
900	5	2	0	0	0	0	0	0
1000	4	1	0	0	0	0	0	0
1250	3	0	0	0	0	0	0	0
1400	2	0	0	0	0	0	0	0
1600	1	0	0	0	0	0	0	0

Как видно из таблицы 6.2, эта поправка зависит от поперечного размера, диаметра круглого или гидравлического диаметра $D_г$ прямоугольного патрубка указанного оборудования, частоты и может быть весьма существенной.

П р и м е ч а н и е – Гидравлический диаметр $D_г$ прямоугольного воздуховода равен отношению четырех площадей поперечного сечения этого воздуховода к его периметру ($D_г = 4 S/\Pi$).

Основание для неукоснительного использования (учета) поправки ΔL_2 – необходимость коррекции паспортных уровней звуковой мощности, например, вентиляторов на сторонах всасывания (нагнетания). Необходимость коррекции связана с тем, что шумовые характеристики вентиляторов, представляемые изготовителями в их технических паспортах, – УЗМ только той части шума (звуковой мощности), которая излучается патрубком в окружающее пространство, как правило, в измерительную камеру. В них отсутствует другая ее часть, которая отразилась от открытого конца патрубка назад к источнику шума (к рабочему колесу вентилятора). Когда к патрубку этого вентилятора присоединяется сеть воздуховодов, тогда в нее распространяются и измеренная, и отраженная звуковые мощности.

6.3 Точность акустического расчета снижается из-за пренебрежения к образованию шума в элементах сети. Прежде всего, это касается глушителей и дросселирующих устройств, используемых для гидравлической увязки давления и расходов воздуха по вентиляционным сетям, а также прямых участков воздуховодов, фасонных элементов круглого или прямоугольного

сечения, воздухозаборных и воздухораспределительных устройств, при проходе по ним потока воздуха, особенно с повышенными скоростями. Шумообразование в большинстве из указанных элементов сети, как показывает практика, можно с достаточной точностью определять, пользуясь методикой подраздела 6.4 СП 271.1325800.2016. При этом рекомендуется обращать внимание на следующее:

а) уровни звуковой мощности шума, генерируемого прямым участком воздуховода, низкие по сравнению с УЗМ шума других элементов вентиляционных сетей, таких как регулирующие и фасонные элементы. Его следует учитывать только в тех случаях, когда такой воздуховод проходит через помещение с жесткими акустическими требованиями, например, радио- и телестудии;

б) в воздуховоде за регулирующим устройством образуется зона с циркулирующим замкнутым вихрем, на границе которой наблюдается интенсивный импульсный обмен между вихревой зоной и основным течением в воздуховоде в месте поджатия потока. В случае размыкания вихревой зоны интенсивность импульсного обмена увеличивается, поскольку в нее начинает происходить подсос воздуха извне (своего рода эжекция). Следствие такого эффекта – резкое увеличение уровня шума, генерируемого регулирующим устройством. Для его исключения регулирующие устройства следует устанавливать в воздуховодах таким образом, чтобы расстояние от них до выходных отверстий и разветвлений было не меньше восьми гидравлических диаметров воздуховода, в котором они установлены;

в) после снижения шума вентилятора посредством, например, центрального глушителя до требуемого уровня следует ожидать проявления шума, генерируемого потоком в воздухорегулирующих (дресселирующих), фасонных и воздухораспределительных элементах воздуховодов. Шум названных элементов, обусловленный пульсациями давления и скорости, зависит не только от скорости набегающего потока, коэффициента местного сопротивления, размеров и конструкции элемента, но также от степени турбулентности набегающего потока, неравномерности скорости в поперечном сечении подводящего воздуховода и места расположения элемента в сети воздуховодов. Например, при плохих условиях входа потока в воздухораспределительное устройство уровень генерируемой им звуковой мощности может увеличиться на 5–15 дБ.

7 Методы расчета снижения звуковой мощности аэродинамического шума в сети воздуховодов

Наличие сведений о величине звуковой энергии, распространяющейся внутри воздуховодов, о снижении в них уровней звуковой мощности аэродинамического шума и об уровнях шума, излучаемого в окружающее пространство элементами сети воздуховодов, – важная задача при проектировании систем ОВК по фактору шумности.

7.1 Методы определения снижения звуковой мощности в элементах сети

Основные источники аэродинамического шума в системах ОВК – вентиляторы, путевая арматура (дроссель-клапаны, шиберы, дроссельные шайбы), фасонные элементы воздухопроводов (повороты, сужения, расширения) и различные воздухораспределительные устройства.

В сетях воздухопроводов, изготавливаемых, как правило, из тонкого металла, уровень звуковой мощности аэродинамического шума при его распространении в сети значительно снижается даже при отсутствии акустической обработки воздухопроводов. Это связано с различными факторами, в том числе, и с излучением звуковой энергии воздухопроводами в окружающее пространство.

Снижение уровней звуковой мощности, излучаемой источником аэродинамического шума, при распространении звуковой энергии в сети воздухопроводов принято определять для каждого ее элемента отдельно и затем суммировать по формуле

$$\Delta L_{W_{\text{сети}}} = \sum_{i=1}^{n_i} \Delta L_{W_i}, \quad (7.1)$$

где $\Delta L_{W_{\text{сети}}}$ – суммарное снижение октавных УЗМ, дБ, на пути распространения шума в сети воздухопроводов;

ΔL_{W_i} – снижение октавных УЗМ в отдельных элементах воздухопроводов, дБ.

Таким образом, снижение звуковой мощности в сети $\Delta L_{W_{\text{сети}}}$ определяется суммой снижений мощности на последовательно расположенных по ходу распространения звуковой энергии элементах. При этом предполагается, что отдельные элементы системы ОВК не оказывают взаимного влияния на распространение энергии, то есть применяется энергетический принцип суперпозиции. В действительности же определенная последовательность расположения фасонных элементов и прямых участков образует единую волновую систему. По этой причине при наличии отдельных чистых синусоидальных тонов принцип независимости затуханий в общем случае не соответствует действительности. Однако в случае широких октавных частотных полос можно принять, что соблюдаются условия некогерентности распространяющихся звуковых волн и допустимо их энергетическое суммирование.

В общем случае затухание звуковой энергии в сети воздухопроводов увеличивается с ростом частоты. Это происходит, во-первых, из-за увеличения доли высших мод в звуковом поле, во-вторых, из-за перехода энергии от мод низших порядков к высшим модам при прохождении звуковых волн через неоднородности сети. С увеличением гидравлического диаметра воздухопровода затухание звуковой энергии в нем существенно снижается.

Из практики применения СП 271.1325800 следует, что снижение аэродинамического шума в элементах сети ОВК (на прямых участках воздухопроводов, на поворотах и разветвлениях сетей, на изменениях поперечных сечений и при отражениях от открытых концов воздухопроводов) достаточно точно можно определить по таблицам и формулам, приведенным в разделе 7 СП 271.1325800.2016. При этом целесообразно на ответвлениях к рассматриваемому и защищаемому от шума помещению учитывать шум только тех источников, которые рассматриваются в каждой конкретной ситуации. Такие источники, в большинстве случаев, – дросселирующие и воздухораспределительные устройства.

Затухание звуковой энергии, соответственно, снижение УЗМ ΔL_{w_i} , дБ, при распространении шума по прямым участкам металлических воздухопроводов относительно других элементов систем ОВК более низкое. Оно обусловлено потерями на деформацию (вибрацию) стенок воздухопроводов и излучение звука наружу. Более заметное снижение УЗМ происходит в прямоугольных воздухопроводах на низких частотах, а в круглых эта реакция проявляется преимущественно на высоких частотах.

Снижение уровня звуковой мощности на единицу длины прямого воздухопровода можно определить, пользуясь данными таблицы 7.1 или расчетным методом.

Т а б л и ц а 7.1 – Снижение УЗМ на 1 м длины прямых участков металлических воздухопроводов прямоугольного и круглого сечений

Поперечное сечение воздухопровода	Гидравлический диаметр D_r , мм	Снижение уровней звуковой мощности, дБ, при среднегеометрических частотах октавных полос, Гц							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Прямоугольное	75–200	0,6	0,6	0,45	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
	210–400	0,6	0,6	0,45	0,3	0,2	0,2	0,2	0,2
	410–800	0,6	0,6	0,3	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15
	810–1600	0,45	0,3	0,15	0,1	0,06	0,06	0,06	0,06
Круглое	75–200	0,1	0,1	0,15	0,15	0,3	0,3	0,3	0,3
	210–400	0,06	0,1	0,1	0,15	0,2	0,2	0,2	0,2
	410–800	0,03	0,06	0,06	0,1	0,15	0,15	0,15	0,15
	810–1600	0,03	0,03	0,03	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06
П р и м е ч а н и е – При наличии теплоизоляции со звукопоглощающими свойствами на металлических воздухопроводах данные настоящей таблицы можно увеличивать в полтора-два раза.									

Для расчета снижения УЗМ в трубах вообще и, в частности, в воздухопроводах применяют формулу (Е.4) ГОСТ Р ЕН 12354-5–2012

$$\Delta L'_{w_r} = (a + 17,3710^{-R_{тр.из}/10})/D_r, \quad (7.2)$$

где a – постоянная затухания, зависящая от типа трубы и перемещаемой в ней среды;

$R_{тр.из}$ – звукоизоляция стенки трубы при распространении звука из нее наружу;

D_r – гидравлический диаметр трубы.

В ГОСТ Р ЕН 12354-5 предполагается, что для легких металлических воздуховодов систем вентиляции значение постоянной затухания a стремится к нулю, варьируясь от $a = 0,08$ для круглых до $a = 0,02$ для прямоугольных воздуховодов. Утверждается, что формула (7.2) также справедлива, когда, например, на прямом участке воздуховода имеется звукопоглощающая облицовка, за счет которой происходит снижение звуковой мощности на средних и высоких частотах. В этом случае величина a принимается равной 17,37.

На поворотах воздуховодов значительная часть энергии отражается обратно, к источнику звука. При этом в круглых воздуховодах (каналах) отражение меньше, чем в прямоугольных воздуховодах и, соответственно, меньше снижение УЗМ. Снижение может быть увеличено посредством нанесения звукопоглощающей облицовки на стенки канала до и после поворота (таблица 7.2).

Т а б л и ц а 7.2 – Снижение уровня звуковой мощности на поворотах

Место облицовки и ширина поворота D , мм	Снижение уровней звуковой мощности, дБ, при среднегеометрических частотах октавных полос, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Без облицовки:								
125	0	0	0	1	5	7	5	3
250	0	0	1	5	7	5	3	3
500	0	1	5	7	5	3	3	3
1000	1	5	7	5	3	3	3	3
2000	5	7	5	3	3	3	3	3
До поворота:								
125	0	0	0	1	5	8	6	8
250	0	0	1	5	8	6	8	11
500	0	1	5	8	6	8	11	11
1000	1	5	8	6	8	11	11	11
После поворота:								
125	0	0	0	1	6	11	10	10
250	0	0	1	6	11	10	10	10
500	0	1	6	11	10	10	10	10
1000	1	6	11	10	10	10	10	10
2000	6	11	10	10	10	10	10	10
До и после поворота:								
125	0	0	0	1	6	12	14	16
250	0	0	1	6	12	14	16	18
500	0	1	6	12	14	16	18	18
1000	1	6	12	14	16	18	18	18

В этом случае следует учитывать три фактора:

- данные, приведенные в таблице 7.2, справедливы, если длина l облицованного участка составляет не менее $2D$, а толщина облицовки равна $1/10$ ширины поворота D ;
- для облицовок с меньшей толщиной длину облицованного участка следует пропорционально увеличивать;

- для эффективного затухания звуковой энергии в повороте необходимо облицовывать боковые стороны в плоскости поворота.

Важно также, что при угле поворота меньше или равном 45° снижение УЗМ в нем не существенное.

Снижение октавных УЗМ (ΔL_w , дБ) при изменении поперечного сечения воздуховода в зависимости от частоты и размеров поперечного сечения воздуховодов следует определять:

а) при размерах поперечного сечения воздуховода, меньших указанных в таблице 7.3, по формуле (16) СП 271.1325800.2016

$$\Delta L_{wi} = 10 \lg \frac{(m_n + 1)^2}{4m_n}, \quad (7.2)$$

где m_n – отношение площадей поперечных сечений воздуховода, равное

$$m_n = \frac{F_1}{F_2}; \quad (7.3)$$

F_1 и F_2 – площади поперечного сечения воздуховода соответственно до и после изменения сечения по пути распространения звука, m^2 ;

б) при размерах поперечного сечения воздуховода, равных или больше указанных в таблице 7.3, по формулам (18), (19) СП 271.1325800.2016:

$$\Delta L_{wi} = 10 \lg m_n \text{ (при } m_n > 1); \quad (7.4)$$

$$\Delta L_{wi} = 0 \text{ (при } m_n < 1). \quad (7.5)$$

П р и м е ч а н и е – Здесь и далее предполагается, что величины под знаком логарифма безразмерные, отнесенные к опорным значениям, в частности, к частоте $f_0 = 1$ Гц, расстоянию $r_0 = 1$ м, объему $V_0 = 1$ m^3 площади $S_0 = 1$ m^2 , и др.

Т а б л и ц а 7.3 – Размеры поперечных сечений воздуховодов при их изменении

Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Меньший размер первого по ходу звука поперечного сечения воздуховода, мм	5000	2500	1400	700	400	200	100	50

П р и м е ч а н и е – При плавном переходе воздуховода от одного сечения к другому снижение октавных уровней звуковой мощности малозначительное и его не учитывают.

Снижение УЗМ ΔL_w после разветвления воздуховода следует определять по формуле (20) СП 271.1325800.2016

$$\Delta L_w = 10 \lg \left[\frac{\sum F_{отв}}{F_{отв_i}} \cdot \frac{(m_n + 1)^2}{4m_n} \right], \quad (7.6)$$

где m_n – отношение площадей сечений воздуховодов, равное

$$m_n = \frac{F}{\sum F_{отв_i}},$$

$F_{отв_i}$ – площадь поперечного сечения воздуховода рассматриваемого ответвления, m^2 ;

F – площадь поперечного сечения воздуховода перед разветвлением, m^2 ;

$\Sigma F_{\text{отв}i}$ – суммарная площадь поперечных сечений воздуховодов всех ответвлений, м².

Формула (7.6) учитывает снижение УЗМ за счет разделения звуковой энергии по ответвлениям и потерь, обусловленных внезапным изменением площади поперечного сечения. Если ответвление повернуто на 90°, в рассматриваемом разветвлении (тройнике) к снижению УЗМ в ответвлении, рассчитываемому по формуле (7.6), необходимо добавить снижение УЗМ на повороте.

На месте забора воздуха из помещения или на подаче в него через открытый конец воздуховода (через вентиляционную решетку) на выходе происходит отражение звука. Снижение УЗМ ΔL_w , дБ, в таком случае зависит от частоты, поперечного сечения воздуховода (размеров решетки), а также от расположения выходного отверстия относительно ограждений помещения, т. е. от расположения решетки: заподлицо со стеной или она выступает в помещение. Это хорошо видно по данным, представленным в таблицах 11 и 12 СП 271.1325800.2016.

Снижения УЗМ ΔL_w , дБ, в элементах вентиляционных установок, кондиционеров (в фильтрах, секциях увлажнения, подогрева, охлаждения и т. п.) рассчитать практически невозможно. Они определяются изготовителями оборудования и нередко приводятся в каталогах. В отсутствие таких данных допускается использовать приближенные значения, приведенные в таблице 7.4.

Т а б л и ц а 7.4 – Снижение уровней звуковой мощности в секциях вентиляционных установок

Элементы вентиляционных установок	Снижение уровней звуковой мощности, дБ, в элементах вентиляционных установок при среднегеометрических частотах октавных полос, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1 Секция фильтрации	0	0	0	0	0	1	1	1
2 Секция увлажнения	1	3	4	7	10	11	14	14
3 Секция нагрева	1	1	1	1	1	1	1	1
4 Секция охлаждения	1	2	3	3	3	3	3	4

7.2 Методы расчета шума в крупногабаритных воздуховодах

В настоящем подразделе рассматриваются методы расчета распространения звуковой энергии в крупногабаритных воздуховодах, излучения ее в окружающее пространство и определения требуемой звукоизоляции стенок этих воздуховодов.

Внутри крупногабаритных воздуховодов при работе воздушных систем образуется звуковая энергия, которая, распространяясь по воздуховоду, излучается через выбросные и воздухозаборные решетки в окружающую среду. При недостаточной звукоизоляции воздуховодов излучение звуковой энергии происходит также через их стенки. В результате в помещениях, через которые проходят воздуховоды, а также в других окружающих их

пространства создается неблагоприятный шумовой режим. Для ограничения шумовых воздействий на окружающую среду при проектировании воздухопроводов и разработке их конструктивных параметров необходимо последовательно решать несколько задач.

При известной звуковой мощности источника выполняется расчет звуковой энергии, распространяющейся внутри воздухопровода.

Определяется интенсивность падающей на внутренние поверхности воздухопровода звуковой энергии.

Производится выбор зависимостей для оценки распространения звуковой энергии от воздухопровода как от линейного источника шума.

При известных значениях допустимых уровней звукового давления на облучаемом шумом воздуховоде в пространстве и известных зависимостях распространения шума от воздухопровода определяются требуемые величины звукоизоляции стенок воздухопровода.

Полученные при расчетах данные – основа для дальнейшего проектирования стенок воздухопроводов.

Поскольку процесс определения требуемой звукоизоляции стенок воздухопровода достаточно трудоемкий, для его реализации была разработана компьютерная программа.

Ниже рассмотрены методы и методика решения перечисленных задач.

Одна из наиболее важных составляющих при акустическом проектировании воздухопроводов – определение уровней звукового давления распространяющейся внутри воздухопроводов звуковой энергии.

Звуковое поле внутри воздухопроводов образуется прямой энергией источника шума и отраженной звуковой энергией, возникающей при падении прямого звука на стенки воздухопровода. Расчет прямого звука, как правило, не представляет сложности. Возникновение и распространение отраженной звуковой энергии зависит от многих факторов и для ее определения требуется более сложная расчетная модель.

Распространение отраженной звуковой энергии в воздухопроводах имеет свои характерные особенности и зависит от формы и сечения воздухопровода, соотношения его размеров, звукопоглощения стенок, а также от характера отражения звука от них. Характер отражения звука от поверхностей наиболее существенно влияет на выбор расчетной модели [3]. Установлено, что отражение звука от поверхностей ограждений, в том числе и воздухопроводов, имеет смешанный характер, при котором часть падающей на стенку звуковой энергии отражается зеркально, а другая ее часть рассеивается диффузно по закону Ламберта.

В этом случае уровень звукового давления внутри воздухопровода в i -й расчетной точке вычисляется по формуле

$$L_i = 10 \lg [c(\epsilon_i^{\text{пр}} + \epsilon_i^3 + \epsilon_i^{\text{д}})/I_0], \quad (7.7)$$

где c – скорость звука;

$\epsilon_i^{\text{пр}}$ – плотность прямой звуковой энергии в i -й точке канала;

ε_i^3 , ε_i^d – плотности, соответственно, зеркальной и рассеянной составляющих отраженной звуковой энергии;

I_0 – интенсивность звука на пороге слышимости.

Для расчета плотностей прямого звука и плотностей зеркальной и диффузно рассеянной составляющих отраженной звуковой энергии следует использовать комбинированную расчетную модель.

Для определения плотности прямого звука и зеркальной составляющей в модели используется метод прослеживания лучей, а для диффузно рассеянной составляющей численный статистический энергетический метод. Наиболее подробно комбинированная расчетная модель рассмотрена в работе [4].

Суть предлагаемого комбинированного метода расчета заключается в следующем. Из источника звука, в соответствии с его диаграммой направленности, излучается вероятностным образом определенное количество лучей, каждый из которых несет часть звуковой энергии источника. Каждый луч прослеживается до расчетной точки с учетом его встреч с поверхностями ограждения. При отражении от поверхности одна часть сохранившейся после поглощения энергии луча отражается зеркально, а другая часть отражается диффузно по закону Ламберта. Отразившаяся зеркально энергия прослеживается до следующего акта отражения, при котором после отражения опять происходит переход части зеркальной энергии в диффузную. Каждый луч прослеживается до тех пор, пока полностью потеряет энергию за счет поглощения на поверхностях, затухания в воздухе и перехода части зеркальной энергии в диффузную. Таким образом прослеживаются все исходящие из источника лучи и производится суммирование прямой и зеркально отраженной энергий всех лучей, прошедших через расчетную точку. Распределение рассеянной энергии оценивается численным статистическим энергетическим методом.

Распределение диффузно рассеянной составляющей отраженной энергии в воздуховодах имеет существенную особенность, которую следует учитывать при расчетах. Плотность диффузно отраженной звуковой энергии в поперечном сечении воздуховодов изменяется незначительно в сравнении с ее изменениями по длине канала [5]. Подобное распределение энергии позволяет считать образующееся в них диффузно рассеянное звуковое поле одномерным $\varepsilon_{отр} = f(x)$ и тем самым существенно упростить методику расчета уровней звукового давления с применением комбинированной расчетной модели.

Методика расчета в этом случае включает следующие основные операции:

- воздуховод разбивается поперечными сечениями на элементарные объемы со стороны a , b и h (рисунок 7.1) и определяются узловые точки одномерной сетки;
- для каждой i -й точки определяются плотность энергии прямого звука $\varepsilon_i^{пр}$ и плотность зеркально отраженной энергии ε_i^3 ;

- находится величина диффузно рассеянной энергии в объемах, вносимая в них лучами, падающими на ограждения воздуховода в пределах элементарного объема, и для всех объемов записываются уравнения балансов диффузной отраженной энергии с учетом граничных условий;

- путем выражения через значения сеточной функции аппроксимируются все члены, входящие в уравнение баланса диффузно отраженной звуковой энергии, и производится решение полученной системы алгебраических уравнений;

- после решения системы находится суммарная плотность энергии равная сумме плотностей прямой, зеркально и диффузно отраженной энергий.

Для определения плотности энергии прямых $\varepsilon_i^{\text{пр}}$ и зеркально отраженных звуковых ε_i^3 лучей в комбинированной модели используется метод прослеживания лучей, основанный на подходе, при котором рассматриваются лучи, имеющие бесконечно малые пространственные углы распространения.

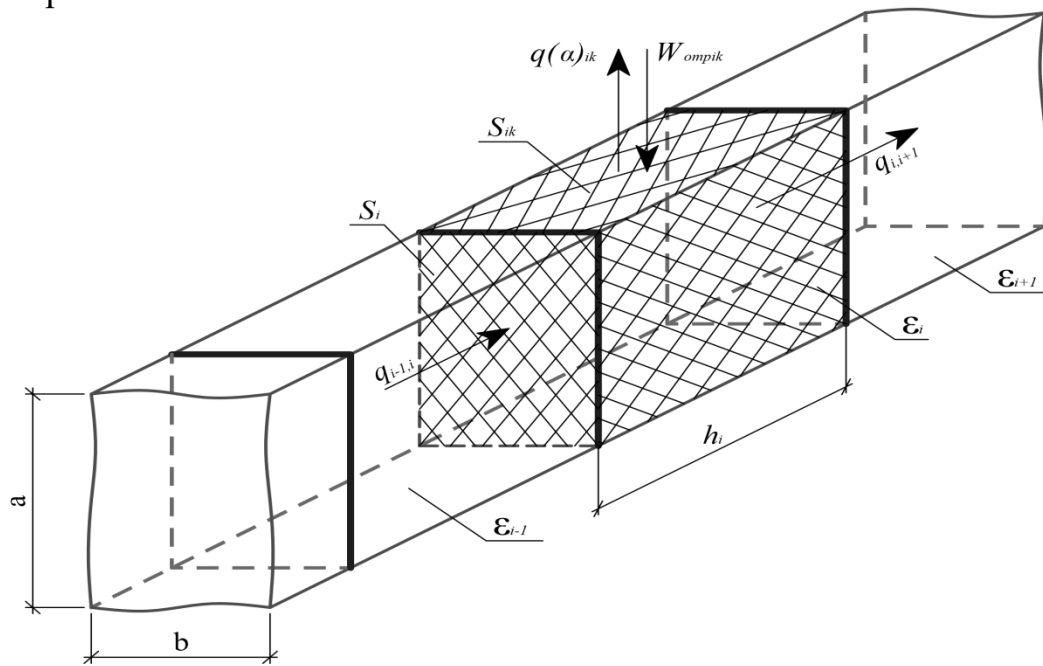


Рисунок 7.1 – Схема разбиения канала на элементарные объемы

Плотности прямой звуковой энергии $\varepsilon_i^{\text{пр}}$ и зеркально отраженной энергии ε_i^3 , приходящих в каждый i -й элементарный объем, определяются по формулам:

$$\varepsilon_i^{\text{пр}} = \sum_{k=1}^K W_{ki}^{\text{пр}} / cS_{\text{пр}} ; \quad (7.8)$$

$$\varepsilon_i^3 = \sum_{k=1}^K W_{ki}^3 / cS_3 , \quad (7.9)$$

где $W_{ki}^{\text{пр}}$ – энергия прямого звука, переносимая каждым k -м лучом в единицу времени в i -й элементарный объем

$$W_{ki}^{np} = \frac{W}{N} \exp(-m_g R_{ki}); \quad (7.10)$$

W_{ki}^3 – звуковая энергия, вносимая в единицу времени каждым k -м зеркально отражаемым лучом, приходящим в i -й объем

$$W_{ki}^3 = \frac{W}{N} \exp(-m_g R_{ki}) \prod_{p=1}^P [(1-\alpha_p)(1-\beta_p)]^{D_p}, \quad (7.11)$$

где W – звуковая мощность источника, Вт;

N – количество лучей, исходящих из источника;

m_g – пространственный коэффициент затухания звука в воздухе, m^{-1} ;

R_{ki} – расстояние, проходимое k -м лучом от источника звука до i -го элементарного объема, м;

α_p – коэффициент звукопоглощения p -й поверхности ограждения, на которую падал прослеживаемый луч;

P – общее число актов отражения k -го луча от всех поверхностей, встречающихся на его пути в процессе распространения его на расстояние R_{ki} до i -го элементарного объема;

D_p – число актов падения k -го луча на p -ю поверхность в процессе распространения его на расстояние R_{ki} ;

β_p – доля зеркальной диффузно рассеянной энергии k -го луча после его отражения от p -й поверхности ограждения;

k – число лучей, проходящих через элементарный объем;

$S_{пр}$ – приведенная площадь сечения элементарного объема. В этом случае, когда весь объем воздуховода разбивается на элементарные объемы в виде параллелепипедов, за площадь $S_{пр}$ принята площадь поперечного сечения сферы, равной по объему элементарному параллелепипеду.

Расчет плотности диффузно отраженной энергии ε_i^d в комбинированном методе производится численным статистическим энергетическим методом, реализующим математическую модель, описывающую распределение плотности диффузной энергии в квазидиффузном звуковом поле в виде уравнения в частных производных второго порядка

$$\eta \nabla^2 \varepsilon^d - c m_g \varepsilon^d = 0 \quad (7.12)$$

с граничными условиями

$$\bar{q}|_{ds} = \beta(1-\alpha)I|_{ds} - \frac{c \cdot \alpha}{2(2-\alpha)} \varepsilon^d \Big|_{ds}. \quad (7.13)$$

В выражениях (7.12) и (7.13):

$\eta = 0,5 \, cl_{cp}$ – коэффициент связи плотности потока и градиента плотности диффузно отраженной энергии в квазидиффузном звуковом поле [6];

l_{cp} – длина среднего свободного пробега диффузно отраженных звуковых лучей;

α, β – коэффициенты звукопоглощения и рассеяния зеркальной энергии на рассматриваемом элементе dS поверхности;

I – интенсивность прямой и отраженной зеркальной звуковой энергии на поверхности dS с учетом угла падения звуковых лучей, приходящих на элемент dS .

Первый член правой части граничных условий (7.13) определяет ввод диффузно рассеянной энергии в объем помещения с поверхности элемента dS при падении на него зеркальных лучей. Второй член определяет интенсивность поглощения диффузно рассеянной энергии, падающей на элемент dS .

В случае численного решения уравнения (7.12) с граничными условиями (7.13) для каждого элементарного объема V_i (рисунок 7.1) составляется уравнение баланса диффузно отраженной звуковой энергии в единицу времени. Общее распределение плотности диффузно отраженной энергии находится из решения полученной системы алгебраических уравнений.

Для i -го элементарного объема воздуховода баланс диффузно отраженной энергии записывается в виде

$$(q_{i-1,i} - q_{i,i+1})S_{ij} + \sum_{m=1}^4 W_m^{\text{д}} - \sum_{m=1}^4 q_{(\alpha)_m} S_m - c m_v \varepsilon_i^{\text{д}} V_i = 0. \quad (7.14)$$

Здесь $(q_{i-1,i} - q_{i,i+1})$ – разность плотностей потоков энергии, входящих в i -й объем и выходящих из него по поперечному сечению $S_i = a \cdot b$;

$q_{(\alpha)_m}$ – плотность потока диффузно отраженной энергии, поглощаемой на m -й поверхности i -го объема, являющейся поверхностью воздуховода площадью S_m ;

$W_m^{\text{д}}$ – диффузная энергия, приходящая в i -й объем после отражения прямых и отраженных лучей от m -й поверхности элемента воздуховода и перехода части энергии лучей в диффузную энергию;

4 – количество граней i -го объема, являющихся поверхностями ограждений воздуховода;

$V_i = a \cdot b \cdot h$ – объем i -го элементарного параллелепипеда;

$\varepsilon_i^{\text{д}}$ – плотность диффузно отраженной энергий в i -м объеме.

Плотности потоков энергии $q_{i-1,i}$ и $q_{i,i+1}$ определяются как

$$q_{i-1,i} = -\eta(\varepsilon_{i-1}^{\text{д}} - \varepsilon_i^{\text{д}})/h_i; \quad q_{i,i+1} = -\eta(\varepsilon_i^{\text{д}} - \varepsilon_{i+1}^{\text{д}})/h_{ij}, \quad (7.15)$$

Величина плотности потоков $q_{(\alpha)_m}$ вычисляется по формуле

$$q_{(\alpha)_m} = \frac{\alpha_m \cdot c \varepsilon_i^{\text{д}}}{2(2 - \alpha_m)}, \quad (7.16)$$

где α_m – коэффициент звукопоглощения m -й поверхности i -го объема.

Величина $W_m^{\text{д}}$ определяется суммой энергий прямых и зеркальных лучей, перешедших в отраженную диффузную составляющую при отражении лучей от m -й поверхности i -го объема, являющейся частью поверхности воздуховода

$$W_m^{\text{д}} = \beta_m (1 - \alpha_m) \left[\sum_{k=1}^K \frac{W}{N} \exp(-m_a R_{ki}) \cos \theta_{mi,j,d} + \right. \\ \left. + \sum_{k=1}^K \frac{W}{N} \exp(-m_a R_{ki}) \cos \theta_{mi} \prod_{p=1}^P \left[(1 - \alpha_p) (1 - \beta_p) \right]^{D_p} \right], \quad (7.17)$$

где K – количество прямых лучей или зеркально отраженных лучей, упавших на m -ю поверхность i -го объема, являющуюся поверхностью ограждения;

β_m – доля диффузно рассеянной энергии k -го луча после его отражения от m -й поверхности ограждения в i -м объеме;

θ_{mi} – угол падения k -го луча на m -ю поверхность в i -м объеме.

Сложной проблемой при использовании комбинированного расчетного метода является установление величин коэффициента рассеяния отражаемой звуковой энергии β . В настоящее время на основе экспериментальных исследований и соответствующих им расчетов установлены значения коэффициента β для характерных материалов стенок воздуховодов. Для воздуховодов из металла величина коэффициента рассеяния равна $\beta = 0,05$, а для воздуховодов из бетона и оштукатуренного кирпича в зависимости от структуры поверхности коэффициент рассеяния может быть равным $\beta = 0,15 \div 0,25$. Оценка точности расчетов с использованием комбинированного метода приведена в [7].

Зная суммарную плотность звуковой энергии и уровни звукового давления на выходе из воздуховода (например, на воздухозаборных решетках), можно определять уровни шумового загрязнения прилегающей к ним территории.

На следующем этапе для определения звуковой энергии, излучаемой стенками воздуховода, производится вычисление падающей на внутренние поверхности стенок воздуховода звуковой энергии. На каждой поверхности i -го объема воздуховода величина интенсивности падающей энергии определяется по формулам:

для прямой энергии

$$I_{\text{пад}i}^{\text{пр}} = \left(\sum_{m=1}^M \frac{W}{N} \exp(-m_b R_{mi}) \cos \theta_{mi} \right) / F_i; \quad (7.18)$$

для зеркально отраженной энергии

$$I_{\text{пад}i}^3 = \left(\sum_{m=1}^M \frac{W}{N} \exp(-m_b R_{mi}) \prod_{p=1}^P [(1 - \alpha_p) \xi (1 - \beta_p)]^{D_p} \cos \theta_{mi} \right) / F_i; \quad (7.19)$$

для диффузно отраженной энергии

$$I_{\text{пад}i}^{\text{д}} = \varepsilon_i^{\text{д}'} c / 2(2 - \alpha_i). \quad (7.20)$$

В формулах (7.18)–(7.20): M – количество прямых или зеркально отраженных лучей, падающих на поверхность F_i стенки воздуховода i -го элементарного объема; θ_{mi} – угол между падающим на стенку m -м лучом и нормалью к поверхности стенки в i -м элементарном объеме; α_i – коэффициент звукопоглощения стенки воздуховода i -го объема, $\varepsilon_i^{\text{д}'}$ – рассчитанная плотность диффузно отраженной звуковой энергии в i -м элементарном объеме; R_{mi} – расстояние проходимое m -м лучом до стенки i -го объема.

Суммарная падающая интенсивность звуковой энергии определяется по формуле

$$I_{\text{пад}i}^{\text{сум}} = I_{\text{пад}i}^{\text{пр}} + I_{\text{пад}i}^3 + I_{\text{пад}i}^{\text{д}}. \quad (7.21)$$

Интенсивность излучаемой с поверхности стенки воздуховода звуковой энергии в этом случае равна

$$I_{\text{из}i} = I_{\text{пад}i}^{\text{сум}} \tau, \quad (7.22)$$

где τ – коэффициент звукопроницаемости стенок воздуховода.

Далее производится расчет распространения звуковой энергии от прямоугольного (квадратного) воздуховода как от линейного источника шума до заданной расчетной точки. Предполагается, что интенсивность излучаемой с поверхностей воздуховода звуковой энергии может быть принята одинаковой по всем его граням, но изменяющейся по его длине.

В таком воздуховоде сечением $a \times a$, м², погонная мощность излучения в i -м сечении с каждой стенки составляет $p' = I_{\text{из}i} a$, Вт/м. Поскольку по длине воздуховода величина p' переменная, при расчете в программе вся длина его разделяется на отдельные участки, в пределах которых погонная мощность принимается равной средней мощности участка $p'_{\text{ср}} = a I_{\text{пад} \rightarrow \text{ср}}^{\text{сум}} \tau$.

Предполагается также, что излучение звуковой энергии с поверхностей воздуховода в окружающую среду соответствует закону Ламберта.

Схема участка воздуховода, для определения плотности звуковой энергии которого далее приведены расчетные формулы, приведена на рисунке 7.2. Для упрощения выражений координатная плоскость XOY совмещена с расчетной точкой, когда $z_T = 0$.

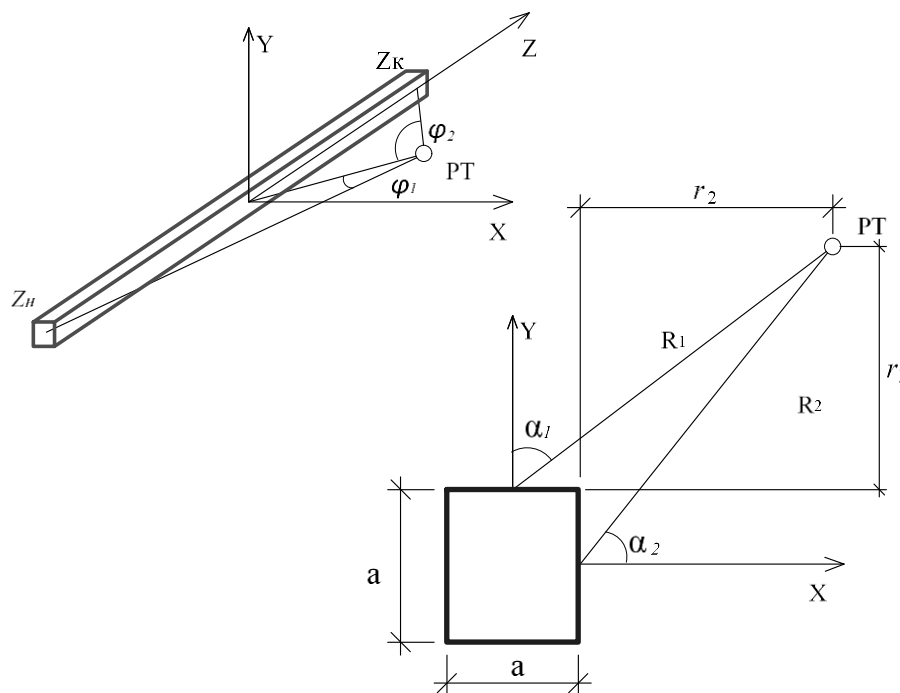


Рисунок 7.2 – Схема к расчету прямого звука от воздуховода квадратного сечения

Как показано на рисунке 7.2, в расчетную точку звуковая энергия приходит от двух граней воздуховода, каждая из которых является линейным источником с погонной мощностью $p'_{\text{ср}}$, Вт/м. В этом случае плотность

энергии прямого звука в расчетной точке от участка воздуховода с координатами z_n и z_k определяется по формуле

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 = \frac{p_{\text{ср}}'}{\pi c R} (\cos \alpha_1 + \cos \alpha_2) (\sin \varphi_2 - \sin \varphi_1), \quad (7.23)$$

где ε_{1i} и ε_{2i} – плотности энергий в расчетной точке от излучаемой энергии верхней и боковой гранями.

При получении формулы использован ряд упрощений. В связи с тем, что углы φ боковой и верхней граней отличаются незначительно, для $\sin \varphi$ имеем

$$\sin \varphi_1 \approx \frac{z_n}{\sqrt{x_T^2 + y_T^2 + z_T^2}}; \sin \varphi_2 \approx \frac{z_k}{\sqrt{x_T^2 + y_T^2 + z_T^2}},$$

где x_T, y_T, z_T – координаты расчетной точки.

В дальнем поле, когда $a \ll x_T$ и $a \ll y_T$, $R = \sqrt{x_T^2 + y_T^2}$.

Суммарная плотность прямого звука в расчетной точке от всех участков воздуховода определяется по формуле

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \sum_{i=1}^N \varepsilon_{\text{при}}, \quad (7.24)$$

где N – количество, рассматриваемых участков воздуховода.

Тогда уровень звукового давления в расчетной точке определяется по формуле

$$L_{\text{пр}} = 10 \lg \sum_{i=1}^N \frac{a I_{\text{падср}i}^{\text{сум}}}{\pi R_i I_0} (\cos \alpha_1 + \cos \alpha_2) (\sin \varphi_{2i} - \sin \varphi_{1i}) + 10 \lg \tau, \quad (7.25)$$

где $I_0 = 10^{-12} \text{ Вт/м}^2$ – интенсивность на пороге слышимости.

Окончательно, при известном допустимом уровне звукового давления в расчетной точке $L_{\text{доп}}$ величина требуемой звукоизоляции стенок воздуховода определяется по формуле

$$R_{\text{тр}} = 10 \lg \sum_{i=1}^N \frac{a I_{\text{падср}i}^{\text{сум}}}{\pi R_i I_0} (\cos \alpha_1 + \cos \alpha_2) (\sin \varphi_{2i} - \sin \varphi_{1i}) - L_{\text{доп}}. \quad (7.26)$$

Выполнив расчет $R_{\text{тр}}$ для всех октавных частот, получим частотную характеристику требуемой звукоизоляции, на основе которой можно запроектировать стенки воздуховода применяя методики и данные, приведенные в [8].

7.3 Метод и методика расчета шума, излучаемого воздухопроводом, при проектировании шумозащиты в помещениях с потолками технологического назначения

В практике проектирования и строительства общественных зданий широко применяются каркасные универсальные здания с пространствами, позволяющими выполнять в пределах всего этажа свободную планировку. Свободная планировка в таких зданиях обеспечивается за счет устройства легких, трансформируемых перегородок, которые доходят до устраиваемого потолка технологического назначения, не пересекая его. Такое конструктивное решение способствует легкой перепланировке при изменении функционального процесса на любой части здания. Пространства потолков в таких зданиях имеют конкретное технологическое назначения. В них располагаются различные коммуникации, в том числе и воздухопроводы

вентиляционных систем. Поэтому их размеры по высоте определяются параметрами размещаемого оборудования систем. Шум от транзитных воздуховодов и от других вентиляционных систем может свободно распространяться в пространстве потолков на большие расстояния и оказывать негативное воздействие на большое количество акустически связанных с ним помещений (рисунок 7.3).

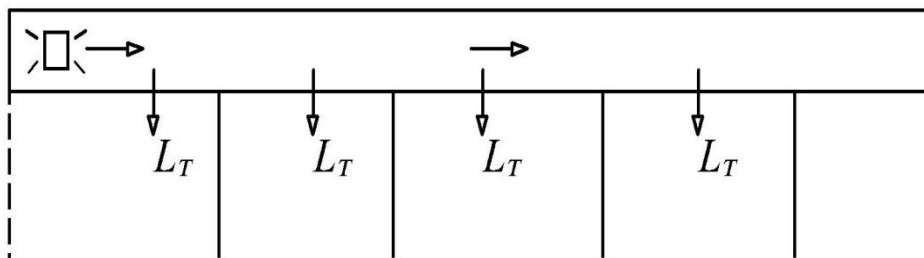


Рисунок 7.3 – Принципиальная схема помещений и технологического потолка, имеющих общее звуковое поле

От источников шума, располагаемых в пространствах потолка, образуются шумовые поля прямого звука и его отраженной составляющей. Расчет энергетических характеристик таких шумовых полей имеет ряд особенностей.

Чаще всего через пространство потолка проходят транзитные воздуховоды круглого или квадратного сечения высотой, примерно равной высоте потолка. Излучение звуковой энергии от стенок воздуховода происходит по всей его длине. Таким образом, воздуховод можно считать линейным источником звука [2]. Образующиеся прямая и отраженная энергии проникают через конструкцию потолка в смежные с ним помещения и создают в них повышенные уровни шума. Для снижения этого шума при проектировании зданий с технологическим потолком следует выполнять расчет требуемой звукоизоляции стенок воздуховода и конструкции потолка, а также звукопоглощающих облицовок для размещения их внутри пространства потолка. Для определения требуемых величин звукоизоляции и звукопоглощения необходимо выполнять последовательные расчеты энергетических характеристик шумовых полей, образующихся в пространстве потолка и в нижерасположенных помещениях.

Общая методика расчетов шума и проектирования шумозащиты заключается в последовательном решении следующих задач:

- проводится расчет звуковой энергии, распространяющейся внутри воздуховода;
- при известных значениях звукоизоляции стенок воздуховода определяется интенсивность, излучаемой поверхностями канала звуковой энергии;
- проводится расчет уровней прямого звука, образующегося в пространстве потолка от воздуховода как от линейного источника;

- проводится расчет уровней отраженного шума, образующегося в пространстве потолка при падении прямой энергии на ограждение потолка;
- определяются уровни шума в нижележащих помещениях, образующегося от звуковой энергии, проникающей в них из технологического пространства через конструкцию потолка;
- проводится оценка соответствия уровней шума в помещениях нормативным требованиям. В случае превышения норм выполняется расчет требуемой звукоизоляции ограждений воздуховода и потолка и, при необходимости, дополнительного звукопоглощения, а затем проводится проектирование звукоизолирующих и звукопоглощающих конструкций.

Как известно, методы расчета распространения шума в воздуховоде зависят от конструкции и внутренних размеров [2]. Для воздуховодов малого поперечного сечения для расчета снижения мощности звуковой энергии по длине каналов применяются инженерные методы, полученные на основе представлений о воздуховоде как о волноводе. Для расчета шума в крупных воздушных каналах систем ОВК разработан расчетный метод, в котором учтены особенности формирования и распространения отраженной звуковой энергии в воздуховоде. В частности учтено, что в воздуховоде отражение звука от его внутренних стенок имеет смешанный зеркально-диффузный характер, при котором часть энергии звуковых лучей отражается от ограждений зеркально, а другая часть диффузно рассеивается. При таком характере отражения применяется комбинированная расчетная модель. Подробно расчетная модель и методы ее реализации рассмотрены в 7.2.

На следующем этапе расчетов проводится вычисление падающей на внутренние поверхности стенок воздуховода прямой, зеркальной и диффузно отраженной энергий и интенсивности их излучения в пространство потолка при устройстве звукоизоляции стенок воздуховода. Подробно методика расчетов приведена в 7.2.

При известной погонной мощности излучения звуковой энергии стенкой воздуховода p' , Вт/м, проводится расчет прямого звука, распространяющегося в пространстве потолка от воздуховода. Расчет проводится в соответствии с методикой, изложенной в 7.2.

В условиях потолка технологического назначения, когда высота воздуховода соизмерима с высотой пространства потолка, излучение в него происходит с одной плоскости воздуховода.

В этом случае плотность энергии прямого звука в расчетной точке от участка воздуховода длиной l_v с координатами z_n и z_k , равной длине прохождения воздуховода в пространстве потолка, определяется по формуле

$$\epsilon_{пр} = \frac{p_{ср}}{\pi c R} \cos \alpha_2 (\sin \varphi_2 - \sin \varphi_1) \quad (7.27)$$

и уровень звукового давления в расчетной точке равен

$$L_{пр} = 10 \lg \frac{p_{ср}}{\pi R I_0} \cos \alpha_2 (\sin \varphi_2 - \sin \varphi_1). \quad (7.28)$$

В формулах (7.27) и (7.28) $p'_{\text{ср}}$ – средняя погонная мощность звуковой энергии излучаемой стенкой канала, на участке $l_{\text{в}}$. Остальные обозначения приведены на рисунке 7.2.

Сведения о прямом звуке, распространяющемся в пространстве потолка от воздуховода, позволяют выполнять решение дальнейших задач по расчету отраженного шума, возникающего в пространстве потолка, и шума, проникающего из него в нижележащие помещения.

Расчет отраженного шума, образующегося в пространстве потолка от звуковой энергии, излучаемой воздухопроводом, имеет ряд особенностей.

Отраженное шумовое поле в пространстве потолка формируется за счет отражений прямого звука воздуховода от поверхностей потолка. Характер отражения звука от всех поверхностей потолка может быть принят диффузным. Пространство потолка по геометрическим пропорциям относится к плоским помещениям, в которых плотность отраженной энергии по высоте пространства остается постоянной, но изменяется в плоскости. Отраженное поле в этом случае – двухмерное. Для него характерны признаки квазидиффузного поля, при котором не обеспечивается равенство отраженной звуковой энергии по пространству потолка, но соблюдается признак диффузности по изотропности прихода отраженной звуковой энергии в расчетные точки со всех возможных направлений.

В этом случае расчет отраженной энергии может производиться численным статистическим методом, реализующим расчетную модель в виде уравнения (7.12) с граничными условиями, имеющими вид

$$q|_{ds} = \frac{-c\alpha_n}{2(2-\alpha_n)} \varepsilon \Big|_{ds} + (1 - \alpha) I_{\text{пр}} \Big|_{ds}, \quad (7.29)$$

где α_n – коэффициент звукопоглощения элемента поверхностей потолка;

$I_{\text{пр}}$ – интенсивность прямого звука, приходящего от воздуховода и падающего на элемент ограждения ds .

Интенсивность $I_{\text{пр}}$ находится по рассмотренной выше методике расчета прямого звука от воздуховода с учетом угла падения прямого звука на элемент ограждения ds .

Уравнение (7.12) с граничными условиями (7.29) представляет собой математическую модель распределения в пространстве потолка отраженной звуковой энергии. При ее реализации численным статистическим энергетическим методом все пространство потолка делится на элементарные параллелепипеды высотой, равной высоте потолка. Для каждого элементарного объема составляется уравнение баланса отраженной звуковой энергии. В этом случае значения производных плотности заменяются приближенными значениями через разности значений плотности звуковой энергии в соседних элементарных объемах. Общее распределение плотности отраженной энергии находится из решения системы алгебраических уравнений.

Баланс отраженной энергии для каждого i,j -го элементарного параллелепипеда в общем виде записывается как

$$\sum_{n=1}^N q_n S_n + \sum_{m=1}^{6-N} q_m S_m - c m_{\text{в}} \varepsilon_{ij} V_{ij} = 0. \quad (7.30)$$

Здесь q_n – плотность потоков отраженной энергии между i, j -м объемом и соседними объемами, контактирующими с ним через поверхности S_n , их соединяющие;

q_m – плотность потока звуковой энергии на m -й поверхности i, j -го объема, являющейся поверхностью ограждения потолка с площадью S_m , рассчитывается с использованием выражения (7.29);

N – количество объемов, контактирующих i, j -м объемом;

$6-N$ – количество граней i, j -го объема, являющихся поверхностями ограждений;

V_{ij} – объем элементарного параллелепипеда;

$\varepsilon_{i,j}$ – плотность отраженной энергии в i, j -м объеме.

Плотность потоков энергии q_n определяется как

$$q_n = -0,5cl(\varepsilon_{ij} - \varepsilon_n)/h_n, \quad (7.31)$$

где индекс $n \in \{i-1, j; i+1, j; i, j-1; i, j+1\}$;

h_n – расстояние между центрами i, j -го объема и контактирующих с ним объемов в направлении n .

Алгоритм численного метода реализован в компьютерной программе.

Расчет уровней шума, проникающего из пространства потолка в нижележащие помещения здания выполняется после определения энергетических параметров отраженного и прямого шума, образующегося в пространстве потолка, и нахождения их суммарной звуковой энергии в каждой расчетной точке пространства.

Средний уровень звукового давления для случая нижележащих соразмерных помещений можно рассчитать по формулам диффузного поля. При этом уровень акустической мощности шума, поступающего через потолок, следует определять по формуле

$$L_{w\text{п}} = 10 \lg \left(\frac{1}{W_0} \sum_{k=1}^K \frac{\varepsilon_k c 10^{-0,1R_{\text{пк}}}}{2(2-\alpha_{\text{пк}})} \Delta S_k \right), \quad (7.32)$$

где K – количество элементарных участков технологического потолка, через которые передается шум в помещение;

ΔS_k – площадь k -го элементарного участка потолка, м^2 ;

$R_{\text{пк}}$ – звукоизоляция k -го участка потолка, дБ;

ε_k – суммарная рассчитанная плотность звуковой энергии в пространстве потолка перед k -м участком, Дж/м^3 ;

$W_0 = 10^{-12}$ Вт – пороговое значение акустической мощности;

$\alpha_{\text{п}}$ – коэффициент звукопоглощения k -й поверхности потолка.

Таким образом, произведя расчеты для всех октавных полос частот, можно определить уровни шума в помещениях для всего нормируемого диапазона частот, установить соответствие уровней допустимым значениям и, в случае их превышения, произвести изменения в звукоизоляции конструкции потолка и / или стенок воздуховода, а также внести дополнительное звукопоглощение в пространство потолка.

8 Расчет уровней воздушного шума в помещениях

Рассматриваются источники шума систем ОВК, излучающие шум в помещение, обслуживаемое системами, помещение, из которого шум источника проникает в другое помещение по воздуховоду, помещение, через которое проходит «шумный» воздуховод, помещения, соединенные воздуховодом, техническое помещение и изолируемое (защищаемое) от шума.

8.1 Помещение, обслуживаемое системами

Октавные уровни звукового давления, дБ, создаваемые в расчетной точке в обслуживаемом системами помещении одним источником шума (фэнкойлом, решеткой, плафоном и т. п.), следует определять по формуле

$$L_i = L_{W_i} - \Delta L_{W_{\text{сети}}} + 10 \lg \left(\frac{\Phi}{S} + \frac{4}{B} \right), \quad (8.1)$$

где L_{W_i} – октавный уровень звуковой мощности источника шума), дБ, определяемый по паспортным данным или по методике, изложенной в разделе 6 СП 271.1325800.2016;

$\Delta L_{W_{\text{сети}}}$ – суммарное снижение уровня (потери) звуковой мощности источника шума, дБ, в рассматриваемой октавной полосе частот по пути распространения шума в элементах сети;

Φ – фактор направленности излучения самого источника шума в направлении на расчетную точку, безразмерный (при отсутствии паспортных данных для решеток Φ принимается по кривым рисунка 8.1, в других случаях следует принимать $\Phi = 1$);

S – площадь воображаемой поверхности (сферы или ее части), окружающей источник и проходящей через расчетную точку, м²;

B – постоянная рассматриваемого помещения, м².

При расположении источника шума в пространстве, например,

- на колонне в большом помещении $S = 4\pi r^2$ (звук излучается в полную сферу);

- в средней части поверхности стены, перекрытия $S = 2\pi r^2$ (звук излучается в полусферу);

- в двугранном углу, образованном ограждающими конструкциями, $S = \pi r^2$ (звук излучается в 1/4 сферы);

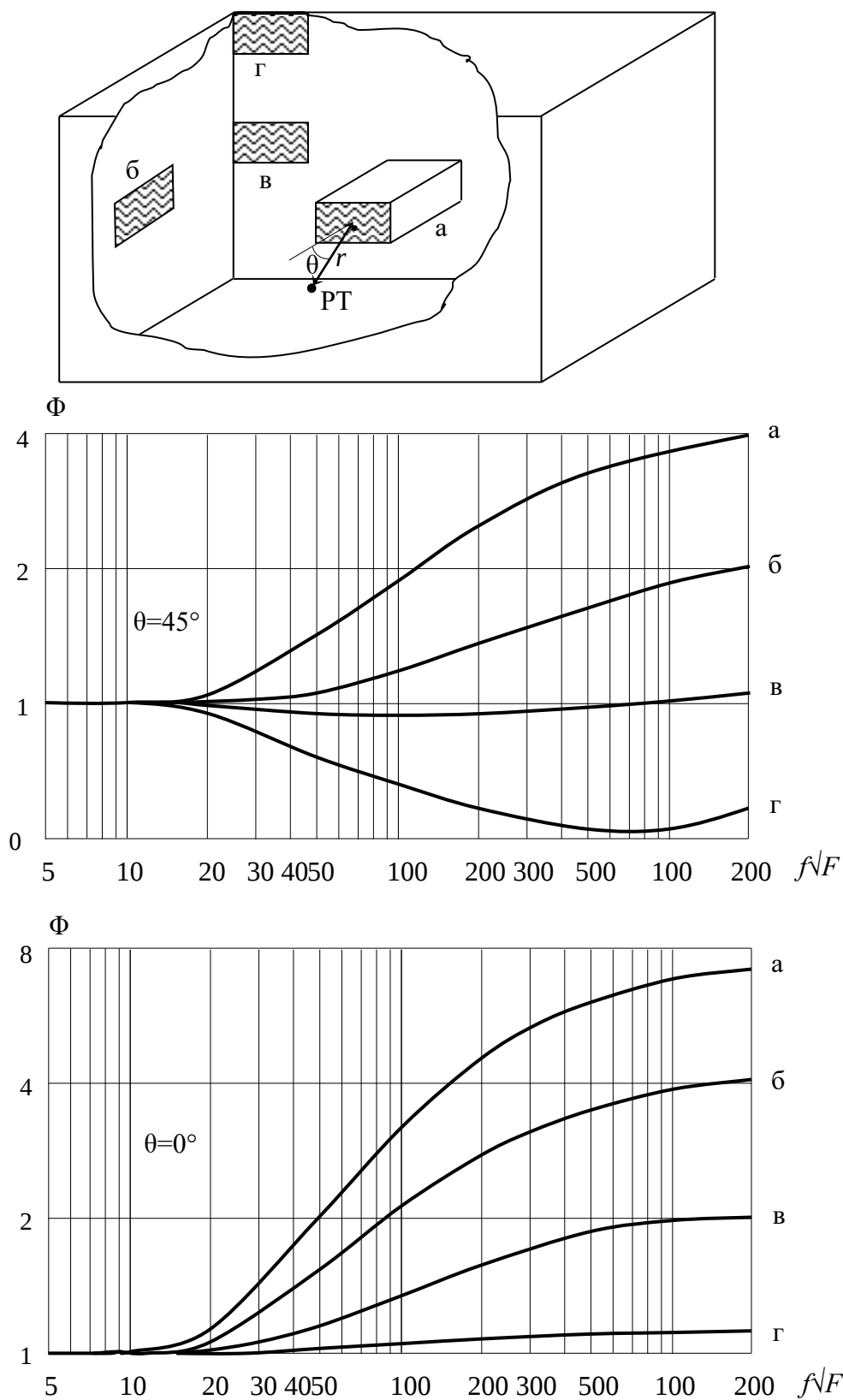
- в трехгранном углу, образованном ограждающими конструкциями $S = \frac{\pi r^2}{2}$, где r – расстояние между акустическим центром источника и расчетной точкой, м.

Постоянную помещения B , м², в октавных полосах частот следует определять по формуле

$$B = B_{1000} \mu, \quad (8.2)$$

где B_{1000} – постоянная помещения, м², на среднегеометрической частоте 1000 Гц, определяемая по таблице 8.1 в зависимости от объема V , м³, и типа помещения;

μ – частотный множитель, определяемый по таблице 8.2.



а – решетка в центре комнаты; б – в центре стены; в – вблизи ребра; г – вблизи угла; $\sqrt{F}$ – приведенный размер решетки, м; f – среднегеометрическая частота, Гц; РТ – положение расчетной точки в помещении

Рисунок 8.1 – Фактор направленности Φ_j при излучении шума из воздухораспределительной решетки

Т а б л и ц а 8.1 – Постоянная помещения B , м^2 , на среднегеометрической частоте 1000 Гц

Тип помещения	Помещения	Постоянная помещения $B_{1000}, \text{м}^2$
1	С небольшим количеством людей (хладоцентры, вентиляционные камеры, генераторные и машинные залы, испытательные стенды и т. п.)	$\frac{V}{20}$
2	С жесткой мебелью и большим количеством людей или с небольшим количеством людей и мягкой мебелью (лаборатории, офисные помещения, кабинеты и т. п.)	$\frac{V}{10}$
3	С большим количеством людей и мягкой мебелью (рабочие помещения зданий управлений, залы конструкторских бюро, аудитории учебных заведений, залы ресторанов, торговые залы магазинов, залы ожидания аэропортов и вокзалов, номера гостиниц, классные помещения в школах, читальные залы библиотек, жилые помещения и т. п.)	$\frac{V}{6}$
4	Помещения со звукопоглощающей облицовкой потолка и части стен	$\frac{V}{1,5}$

Т а б л и ц а 8.2 – Значения частотного множителя μ

Объем помещения $V, \text{м}^3$	Частотный множитель μ на среднегеометрических частотах октавных полос, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$V < 200$	0,8	0,75	0,7	0,8	1	1,4	1,8	2,5
$V = 200 \div 1000$	0,65	0,62	0,64	0,75	1	1,5	2,4	4,2
$V > 1000$	0,5	0,5	0,55	0,7	1	1,6	3	6

Для небольших помещений объемом до 120 м^3 и при расположении расчетной точки на расстоянии не менее, чем 2 м от решетки, и не менее, чем 3 м от других источников шума (автономные кондиционеры и т. п.), октавные уровни звукового давления, дБ, можно определять по формуле

$$L_i = L_{W_i} - 10 \lg B + 6. \quad (8.3)$$

Акустический центр источника шума, расположенного на полу или стене, следует считать совпадающим с проекцией геометрического центра источника шума на горизонтальную или вертикальную плоскость.

Октавные уровни звукового давления, дБ, создаваемые в расчетной точке несколькими источниками, следует определять по формуле

$$L_i = L_{W_i} - \Delta L_{W_{\text{сети}}} + 10 \lg \left(\sum_{j=1}^m \frac{\Phi_j}{S_j} + \frac{4n}{B} \right), \quad (8.4)$$

где L_{W_i} – октавный уровень звуковой мощности, генерируемой одним воздухораспределительным устройством (решеткой), определяемый по разделу 6 СП 271.1325800.2016 или по паспортным данным, дБ;

m – количество воздухораспределительных устройств (решеток), ближайших к расчетной точке, от одной системы ОВК (т. е.

решеток, для которых $r_i \leq 5 r_{\min}$, здесь $r_{\min}$ – расстояние, м, от расчетной точки до акустического центра ближайшей решетки);
 n – общее количество воздухораспределительных устройств (решеток) одной рассматриваемой системы;
 Φ_j, S_j – то же, что в формуле (8.1) для j -го воздухораспределительного устройства;
 B – то же, что в формуле (8.1).

При расчете по формуле (8.4) в $\Delta L_{W_{\text{сети}}}$ не рекомендуется включать снижение уровня звуковой мощности на нескольких решетках в одном помещении, а при определении потерь отражения от открытого конца следует брать габаритную площадь одной решетки.

Расчет уровней звукового давления по формулам (8.1), (8.4) справедлив, если отношение меньшего размера помещения к большему не превышает 1:5. В других случаях, например, помещение с большой площадью пола при небольшой высоте потолка постоянную помещения B рекомендуется определять по таблице 8.1 в зависимости от величины воображаемого объема V^* , определяемого по формуле

$$V^* = 5h^2b, \quad (8.5)$$

где h – меньший размер помещения, м;

b – второй по величине размер помещения, м, если $b \leq 5h$.

Если $b > 5h$, то V^* следует определять по формуле

$$V^* = 25h^3. \quad (8.6)$$

8.2 Помещение, через которое проходит воздуховод

В тех случаях, когда по помещению проходит «шумный» воздуховод, и шум в него проникает через стенки данного воздуховода, создаваемые им октавные УЗД в расчетных точках в этом помещении следует определять по формуле

$$L_i = L_{Wi} - \Delta L_{W_{\text{сум}}} + 10 \lg \frac{S}{F} - R_b - 10 \lg B_{\text{и}} + 3, \quad (8.7)$$

где L_{Wi} – октавный уровень звуковой мощности, излучаемый в воздуховод источником шума, дБ;

$\Delta L_{W_{\text{сум}}}$ – суммарное снижение уровней (потери) звуковой мощности по пути распространения звука от источника шума (вентилятора, дросселя и т. п.) до начала рассматриваемого участка воздуховода, излучающего шум в помещение, дБ;

S – площадь наружной поверхности участка воздуховода, через которую шум поступает в помещение, м²;

F – площадь поперечного сечения воздуховода, м²;

R_b – звукоизолирующая способность стенок необлицованных воздуховодов приведена в таблице 8.3, дБ;

$B_{\text{и}}$ – постоянная изолируемого от шума помещения, м², определяемая по формуле (8.2).

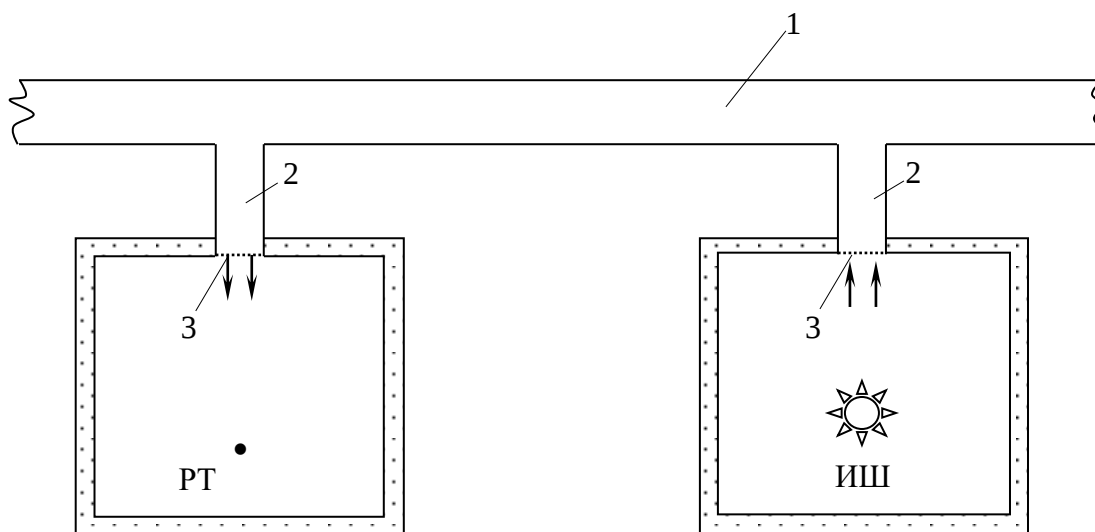
Т а б л и ц а 8.3 – Звукоизолирующая способность стенок необлицованных воздуховодов

Материал воздуховода	Толщина материала, мм	R_s прямоугольных воздуховодов сечением не менее $0,25 \text{ м}^2$, дБ, при среднегеометрических частотах октавных полос, Гц							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Сталь	0,7	8	15	18	23	26	30	34	37
	1	12	16	20	24	29	33	36	34
	2	16	20	24	29	33	36	34	34
Сталь (1 мм) с облицовкой из минераловатных плит ($\rho_{\text{ср}} = 100 \text{ кг/м}^3$)	80	(16)*	(20)	(26)	(30)	(34)	(38)	(42)	(45)
Железобетон	50	28	34	35	35	41	48	55	55
Кирпичная кладка	130	32	39	40	43	48	54	60	60
Гипсобетонные плиты	80	(24)	28	33	37	39	44	44	—
Керамзитобетонные плиты	80	(26)	33	34	39	47	52	—	—

* В скобках даны приблизительные значения.

8.3 Помещение, из которого шум источника проникает в другое помещение по воздуховоду

Источник шума находится в одном помещении, а его шум распространяется по воздуховоду в другое (смежное) помещение, в котором находится расчетная точка (рисунок 8.2).



ИШ – источник шума; РТ – расчетная точка

1 – вентиляционный канал; 2 – ответвления от вентиляционного канала к помещениям; 3 – концевые воздухораспределительные устройства (решетки, плафоны и т. п.)

Рисунок 8.2 – Схема расположения источника шума и расчетной точки в помещениях, соединенных вентиляционным каналом

В этом случае создаваемые в расчетной точке уровни шума (октавные УЗД), дБ, определяют по формуле

$$L_i = L_{\text{ш}} + 10 \lg S_p - \Delta L_{W_{\text{сум}}} - 10 \lg B_{\text{и}}, \quad (8.8)$$

где $L_{\text{ш}}$ – октавный уровень звукового давления в помещении с источником шума, дБ, определяемый по формулам (8.3, 8.4);

S_p – площадь решетки или решеток в помещении с источником шума, м²;

$\Delta L_{W_{\text{сум}}}$ – суммарное снижение уровня звуковой мощности по пути распространения звука в канале, дБ, в рассматриваемой октавной полосе частот, дБ;

$B_{\text{и}}$ – постоянная изолируемого от шума помещения, м², определяемая по формуле (8.2).

8.4 Помещение, через которое проходит «шумный» воздуховод

Существуют ситуации, когда шум источника в одном помещении проникает через стенки в воздуховод и далее по нему в другое, «тихое» помещение. В таких случаях октавные уровни звукового давления в «тихом» помещении определяют по формуле

$$L_i = L_{\text{ш}} + 10 \lg S - R_{\text{в}} - \Delta L_{W_{\text{сум}}} - 10 \lg B_{\text{и}}, \quad (8.9)$$

где S – площадь поверхности воздуховода в пределах шумного помещения, м²;

$R_{\text{в}}$ – звукоизолирующая способность стенок воздуховода, дБ;

$\Delta L_{W_{\text{сум}}}$ – суммарное снижение уровня звуковой мощности, дБ, по пути распространения звука от шумного до тихого помещений;

$B_{\text{и}}$ – постоянная изолируемого от шума тихого помещения, м², определяемая по формуле (8.1);

$L_{\text{ш}}$ – средний уровень звукового давления в шумном помещении в данной полосе частот, определяемый по формуле

$$L_{\text{ш}} = 10 \lg \sum_{i=1}^m 10^{0,1L_{W_i}} - 10 \lg B_{\text{ш}} + 6, \quad (8.10)$$

где L_{W_i} – октавный уровень звуковой мощности отдельного источника шума, дБ;

$B_{\text{ш}}$ – постоянная шумного помещения в данной октавной полосе, м².

Первый член в формуле (8.10) можно определить по правилу энергетического сложения уровней, пользуясь таблицей 4.1.

Расчет уровней звукового давления по формуле (8.10) справедлив, если отношение меньшего размера помещения к большему не превышает 1:5.

Звукоизоляция стенок труб (воздуховодов) $R_{\text{в}}$, в общем, зависит от направления распространения шума: из трубы наружу или снаружи в трубу (ГОСТ Р ЕН 12354-5).

При звукопередаче изнутри наружу звукоизоляцию стенок трубы $R_{\text{тр.из}}$ рассчитывают по формуле

$$R_{\text{тр.из}} = L_{\text{вн}} - L_{\text{сн}} + 10 \lg \frac{4S_{\text{тр}}}{A}, \quad (8.11)$$

где $L_{\text{вн}}$ – уровень звукового давления внутри трубы, дБ;

$L_{\text{сн}}$ – уровень звукового давления в диффузном поле снаружи трубы, дБ;

$S_{\text{тр}}$ – общая площадь трубы, видимая из ограниченного пространства помещения, м^2 ;

A – эквивалентная площадь звукопоглощения помещения, в которое труба излучает звук, м^2 .

При звукопередаче снаружи внутрь трубы $R_{\text{тр.сн}}$ звукоизоляцию стенки рассчитывают по формуле

$$R_{\text{тр.сн}} = L_{\text{вн}} - L_{\text{сн}} + 10 \lg \frac{S_{\text{тр}}}{4S_{\text{сеч}}}, \quad (8.12)$$

где $S_{\text{сеч}}$ – площадь поперечного сечения трубы, м^2 .

Обычно звукопередача для двух направлений на высоких частотах отличается на 3 дБ, т. е. $R_{\text{тр.из}} = R_{\text{тр.сн}} + 3$ дБ.

Таким образом, $R_{\text{тр.сн}}$, в зависимости от материала (скорость звука в металле $c_L/\pi D_{\Gamma} \approx 5000$ м/с) и гидравлического диаметра воздухопровода D_{Γ} , для волновода круглого и прямоугольного сечений значения звукоизоляции в двух направлениях звукопередачи связаны зависимостью, выражаемой формулой

$$R_{\text{тр.сн}} = R_{\text{тр.из}} - 10 \lg 2 \left[1 + \frac{2\pi}{k_0^2 S_{\text{сеч}}} \left(\frac{f_0}{f_R} \right)^2 \right], \quad (8.13)$$

где k_0 – волновое число в воздухе, м, $k_0 = 2\pi f_m/c_0$;

f_R – круговая частота, $f_R = c_L/\pi D_{\Gamma}$, Гц;

f_0 – опорная частота, Гц, $f_0 = 8000$ Гц.

На низких частотах разность между этими величинами меньше, чем по формуле (8.13), и стремится к нулю, если воздухопровод не круглый, а прямоугольный.

8.5 Техническое помещение с оборудованием

Октавные уровни звукового давления L_i , дБ, в техническом помещении с источниками шума следует определять по формуле

$$L_i = L_{W_i} + 10 \lg \left(\sum_{j=1}^m \frac{\Phi_j}{S_j} + \frac{4n}{B} \right), \quad (8.14)$$

где L_{W_i} – октавный уровень звуковой мощности, генерируемой одним источником шума, дБ;

m – количество источников шума, ближайших к расчетной точке, для которых $r_i \leq 5 r_{\text{min}}$, здесь r_{min} – расстояние, м, от расчетной точки до акустического центра ближайшего источника);

n – общее количество источников шума;

Φ_j, S_j – то же, что в формуле (8.1) для j -го источника шума;

B – постоянная технического помещения, м^2 .

8.6 Помещение, изолируемое (защищаемое) от шума

Октавные уровни звукового давления L_i , дБ, в расчетной точке изолируемого помещения, граничащего с шумным помещением, следует определять по формуле

$$L_i = L_{\text{ш}i} - 10 \lg B_{\text{и}} + 10 \lg S - R, \quad (8.15)$$

где $L_{ш_i}$ – октавный уровень звукового давления, дБ, измеренный или рассчитанный в шумном помещении;
 $B_{и}$ – постоянная изолируемого помещения, м²;
 S – площадь ограждающей конструкции, м², между изолируемым и шумным помещением;
 R – изоляция шума ограждающей конструкцией, дБ, (для открытого проема $R = 0$).

9 Расчет уровней шума наружных источников на территории, прилегающей к зданию

9.1 Погрешности существующей расчетной методики

Уровень шума (звукового давления), создаваемый наружным источником в точке наблюдения (ТН) в открытом пространстве зависит: от характеристик этого источника (спектра излучаемой мощности, характеристики направленности ее излучения), от расположения ТН относительно источника, поверхности земли и других объектов, от влияния земли и погодных условий. Наружные источники шума систем ОВК: воздухозаборные вентиляционные решетки, располагающиеся на фасадах зданий, выбросные шахты, крышные вентиляторы, вытяжные вентиляционные установки, холодильные машины и различные воздушные охладители, располагающиеся преимущественно на кровлях этих зданий.

По существующей методике источники шума считаются точечными, если их размеры малы относительно расстояния до ТН (например, когда на расстоянии между источником шума и ТН укладывается больше восьми – десяти максимальных размеров этого источника, т. е. точка наблюдения находится в дальнем звуковом поле). Источник шума считается протяженным, если точка наблюдения находится в ближнем звуковом поле (например, когда расстояние до точки наблюдения меньше двух-трех максимальных размеров источника).

В тех случаях, когда источник шума и расчетная точка (РТ) расположены на территории застройки, а источник шума можно считать точечным, то октавные уровни звукового давления L_i , дБ, в расчетной точке определяют по формуле (36) СП 271.1325800.2016

$$L_i = L_{Wim} - \Delta L_{W_{сети}m} + \Delta L_{Hm} - \Delta L_m^3 - 20 \lg r_m - 10 \lg \Omega_m - \frac{\beta_a r_m}{1000} + \Delta L_{пов} + \beta_{зел} l, \text{ дБ}, \quad (9.1)$$

где L_{Wim} – октавный уровень звуковой мощности m -го источника шума, дБ;
 $\Delta L_{W_{сети}m}$ – суммарное снижение уровня звуковой мощности по пути распространения звука в воздуховоде от m -го источника шума в рассматриваемой октавной полосе, дБ;
 ΔL_{Hm} – показатель направленности излучения m -го источника шума, определяется по рисунку 9.1, дБ;

ΔL_m° – акустическая эффективность, дБ, в октавных полосах частот экрана-преграды, расположенного между РТ и m -м источником шума, если таковой имеется;

r_m – расстояние в м от m -го источника шума до расчетной точки;

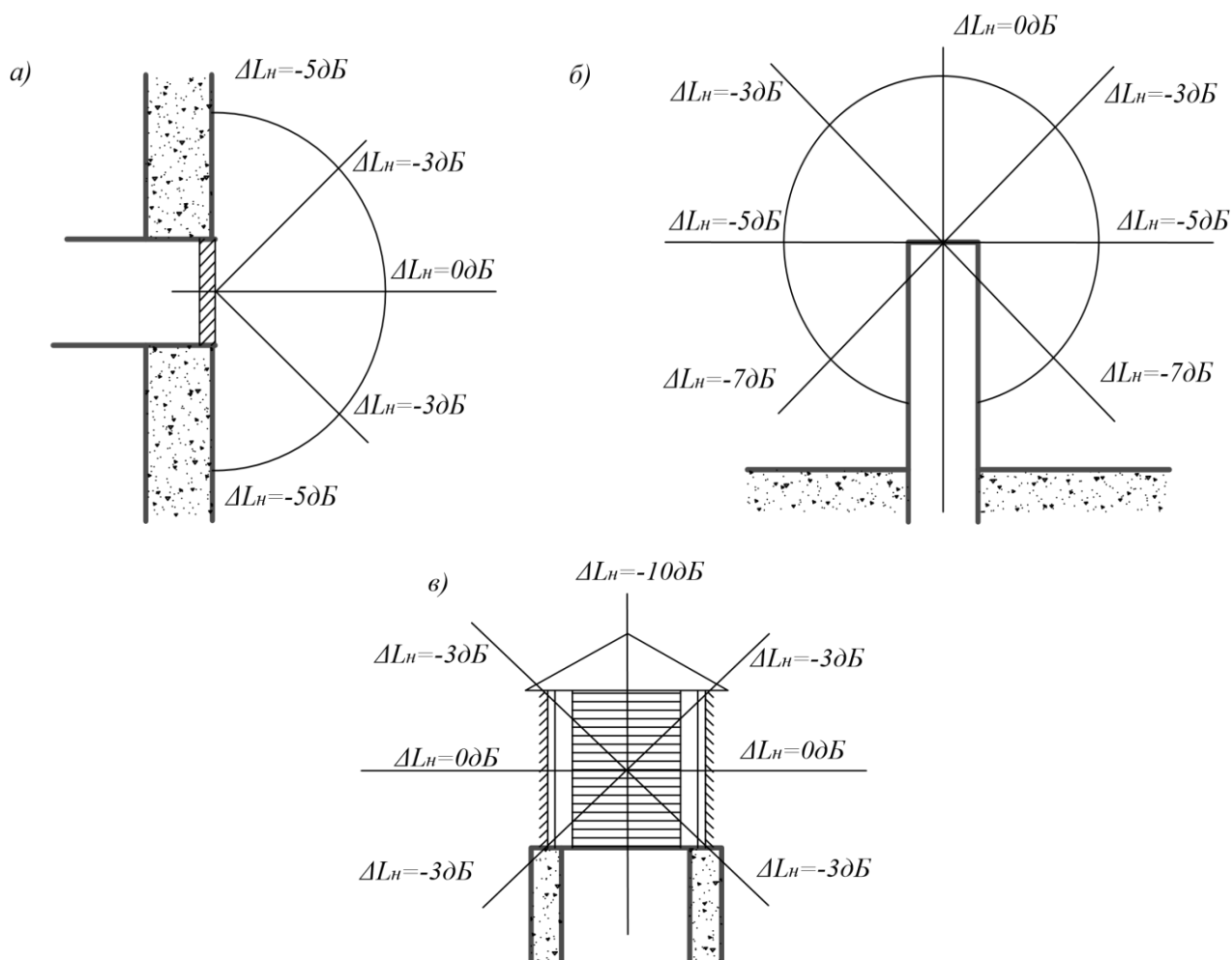
Ω_m – пространственный угол излучения звука m -го источника шума ($\Omega = 4\pi$ – источник над крышей или над землей на высоте более 6 м; $\Omega = 2\pi$ – источник на земле или на крыше; $\Omega = \pi$ – источник на фасаде или участке фасада здания);

β_a – затухание звука в атмосфере, дБ/км (таблица 9.1);

$\Delta L_{\text{пов}}$ – снижение уровня звукового давления поверхностью земли с акустически мягким покрытием, дБ;

$\beta_{\text{зел}}$ – коэффициент снижения уровня звукового давления зелеными насаждениями (лесополосой), дБ;

l – ширина лесополосы, м.



а – шум излучается через вентиляционную решетку в стене здания; б – шум излучается открытым концом воздуховода на кровле; в – шум излучается через вентиляционную шахту на кровле

Рисунок 9.1 – Показатель направленности излучения шума через отверстия вентиляционных решеток, воздуховодов, шахт и подобных элементов

Т а б л и ц а 9.1 – Затухание звука в атмосфере

Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
β_a , дБ/км	0	0,7	1,5	3	6	12	24	48

Снижение шума при распространении его сквозь плотную полосу лесонасаждений с деревьями высотой не менее 5 м и с заполнением подкронового пространства кустарником оценивают коэффициентом ослабления звука такими полосами лесонасаждений $\beta_{\text{зел}}$, дБ/м. Коэффициент $\beta_{\text{зел}} = 0,01 \sqrt[3]{f}$ – снижению уровня звукового давления на 1 м лесополосы (f – среднегеометрическая частота октавной полосы, Гц). При расчете в дБА принимается $\beta_{\text{Азел}} = 0,08$ дБ/м.

Существующая методика расчета шумового режима в городских застройках (СП 271.1325800) включает ряд последовательных этапов. Это расчет распространения прямого звука от источника шума; определение степени затухания прямого звука в воздухе с учетом влияния подстилающих слоев и зеленых насаждений; оценка экранирования звука зданиями и сооружениями; учет фактора направленности излучения и распространения звука. Особая роль в приведенном перечне задач, решаемых при оценке шумового режима, принадлежит начальному этапу. От того, насколько точно выполнен расчет прямого звука, зависит достоверность оценки шумового режима на территориях и эффективность предлагаемых шумозащитных мероприятий. Окончательные значения уровней шума определяются применением корректирующих поправок к прямому звуку, учитывающих влияние различных факторов на его распространение.

Когда имеется протяженный (линейный) источник шума, например, холодильная машина, воздушный охладитель, цепочка линейно расположенных наружных блоков кондиционеров или распределенных по кровле вентиляторов. Иначе, когда источник шума нельзя считать точечным, либо, когда источник шума расположен в застройке, а его шум при распространении претерпевает многократные отражения, процесс распространения, естественно, меняется. Чтобы как-то учесть эти изменения и сохранить пригодность формулы (9.1) при определении октавных уровней звукового давления L_i в расчетной точке, в ней без какого-либо обоснования заменяют член, определяющий зависимость УЗД от расстояния ($-20 \lg r_m$), на другой ($-15 \lg r_m$). То есть для всех возможных ситуаций принимают снижение уровня шума при удалении точки наблюдения от источника шума пропорционально величине $r^{1,5}$.

В результате расчетов по этой формуле в большинстве случаев получают ориентировочные данные, поскольку имеют существенную погрешность. Связано это с тем, что показатель степени в реальных ситуациях может изменяться от одного до двух в зависимости от размеров источника и расстояния от него до расчетной точки, а спад уровней звукового давления отличается от $15 \lg r$.

9.2 Точные методы расчета уровней шума линейных и плоских источников

Метод расчета шума линейных источников

Снизить погрешность при расчетах прямого звука от линейных (протяженных) источников шума конечной длины возможно путем использования расчетных моделей, разработанных с учетом характера излучения звука источником [9].

Далее приведены расчетные формулы и оценка погрешностей их применения при различных ситуациях.

Ситуация 1: Источники располагаются в открытом пространстве (например, круглый трубопровод на подвесках).

Характер излучения звуковой энергии – цилиндрический, равномерный по всей длине источника. Схема к расчету источника приведена на рисунке 9.2.

Источник излучает звуковую энергию равномерно по всей длине линейной мощностью p' , Вт/м. Величина плотности звуковой энергии $\varepsilon_{\text{пр}}$ в расчетной точке (РТ) от единичного участка длиной dL согласно [10] определяется выражением

$$d\varepsilon_{\text{пр}} = \frac{p'dL}{4\pi(r/\cos\varphi)^2c}. \quad (9.2)$$

Учитывая, что $p'dL = (p'r/\cos^2\varphi)d\varphi$, плотность звуковой энергии в расчетной точке определяется по формуле

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} d\varepsilon_{\text{пр}} = \frac{p'}{4\pi rc} (\varphi_2 - \varphi_1). \quad (9.3)$$

Здесь φ_1, φ_2 – углы в радианах (рисунок 9.2).

Соответственно, уровни прямого звука определяются по формуле

$$L_{\text{пр}} = 10 \lg \left(\frac{p'}{4\pi r I_0} \right) + 10 \lg(\varphi_2 - \varphi_1). \quad (9.4)$$

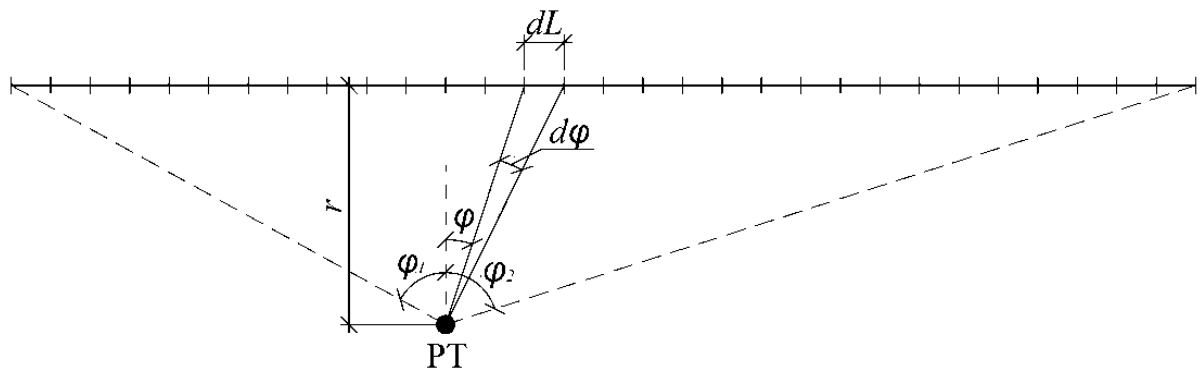


Рисунок 9.2 – Схема к расчету звуковой энергии линейного источника, размещенного в воздушном пространстве

Ситуация 2: Источники располагаются на поверхности (например, мощные охладители, цепочки вентиляторов на кровле здания и т. п.).

Звуковая энергия излучается в полупространство. Плотность звуковой энергии и уровни прямого звука, соответственно, определяются по формулам:

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \frac{p'}{2\pi r c} (\varphi_2 - \varphi_1); \quad (9.5)$$

$$L_{\text{пр}} = 10 \lg \left(\frac{p'}{2\pi r I_0} \right) + 10 \lg (\varphi_2 - \varphi_1). \quad (9.6)$$

На практике, при конечных линейных размерах источника, расчеты часто проводят приближенно, рассматривая линейный источник конечной длины как точечный источник или, наоборот, как линейный источник бесконечной длины. При этом оценка погрешности, возникающей за счет идеализации источника, не проводится. Ниже показаны границы возможной замены линейных источников конечной длины на точечный источник и на бесконечный линейный источник и дана оценка возникающих при этом погрешностей результатов расчетов.

Рассмотрим случай, когда линейный источник конечных размеров расположен на плоскости и излучает энергию в полупространство (рисунок 9.3).

Длина источника L . Расчетная точка располагается на перпендикулярном расстоянии r от линии источника и на расстоянии R от центра источника. После преобразования формулы (9.5) путем умножения и деления ее правой части на произведение LR получаем формулу

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \frac{p'L}{2\pi r c} \cdot \frac{(\varphi_2 - \varphi_1)R}{L} = \frac{p'L}{2\pi R^2 c} \cdot \frac{(\varphi_2 - \varphi_1)R}{L \cos \theta}, \quad (9.7)$$

где $r = R \cos \theta$.

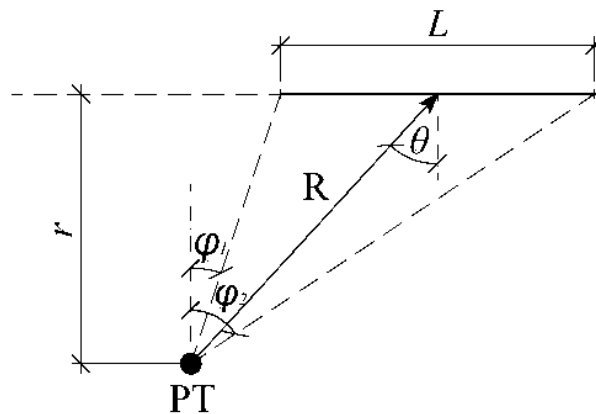


Рисунок 9.3 – Схема к расчету звуковой энергии линейного источника конечной длины

В случае, если $\frac{(\varphi_2 - \varphi_1)R}{L \cos \theta} \rightarrow 1$, источник можно считать точечным с излучением в полусферу и для расчетов применять формулу

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \frac{p'L}{2\pi R^2 c}. \quad (9.8)$$

Погрешность расчета уровней звука в расчетных точках определяется выражением

$$\Delta L_m = 10 \lg \left(\frac{(\varphi_2 - \varphi_1)R}{L \cos \theta} \right). \quad (9.9)$$

Формулу (9.7) можно представить также в виде

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \frac{p'}{2Rc} \cdot \frac{\varphi_2 - \varphi_1}{\pi \cos \theta}. \quad (9.10)$$

При $\frac{\varphi_2 - \varphi_1}{\pi \cos \theta} \rightarrow 1$ источник можно считать бесконечно линейным с излучением в полупространство и для расчетов применять формулу

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \frac{p'}{2rc}. \quad (9.11)$$

В этом случае погрешность расчета уровней звука в расчетных точках определяется как

$$\Delta L_{\text{л}} = 10 \lg \left(\frac{\varphi_2 - \varphi_1}{\pi} \right). \quad (9.12)$$

В таблице 9.2 в качестве примера использованы результаты расчетов погрешностей с применением формул (9.9) и (9.12) при расположении расчетных точек на линии, перпендикулярной к линейному источнику конечной длины, для случаев ее размещения по центру и по торцу источника.

Т а б л и ц а 9.2 – Погрешности расчетов УЗД при замене линейного источника конечной длины точечным источником или линейным источником бесконечной длины

r/L		Погрешности расчета, дБ					
		при расположении расчетных точек по торцу источника			при расположении расчетных точек по центру источника		
		R/L	точечный ΔL_m по формуле (9.9)	линейный $\Delta L_{\text{л}}$ по формуле (9.12)	R/L	точечный ΔL_m по формуле (9.9)	линейный $\Delta L_{\text{л}}$ по формуле (9.12)
1	100,000	100,0012	−0,0001	−24,9716	100,0000	0,0000	−24,9715
2	50,00	50,0025	−0,0006	−21,9618	50,0000	−0,0001	−21,9613
3	25,00	25,0050	−0,0023	−18,9532	25,0000	−0,0006	−18,9515
4	12,50	12,5100	−0,0092	−15,9498	12,5000	−0,0023	−15,9429
5	6,2500	6,2700	−0,0367	−12,9670	6,2500	−0,0092	−12,9395
6	3,1250	3,1647	−0,1420	−10,0620	3,1250	−0,0367	−9,9567
7	1,5625	1,6406	−0,5083	−7,4180	1,5625	−0,1420	−7,0517
8	0,7813	0,9276	−1,4932	−5,3927	0,7813	−0,5082	−4,4079
9	0,3906	0,6383	−3,2475	−4,1854	0,3906	−1,4933	−2,3821
10	0,1953	0,5368	−5,7005	−3,5792	0,1953	−3,2966	−1,1751
11	0,0977	0,5094	−8,4196	−3,2883	0,0977	−5,6988	−0,5692
12	0,0488	0,5024	−11,2891	−3,1473	0,0488	−8,4220	−0,2777
13	0,0244	0,5006	−14,2304	−3,0783	0,0244	−11,2916	−0,1370
14	0,0122	0,5001	−17,2066	−3,0442	0,0122	−14,2329	−0,0680
15	0,0061	0,5000	−20,1999	−3,0272	0,0061	−17,2091	−0,0339
16	0,0015	0,5000	−26,2078	−3,0144	0,0015	−23,2759	−0,0083
17	0,0008	0,5000	−29,2160	−3,0125	0,0008	−26,0020	−0,0044

Анализ данных таблицы 9.2 показывает, что в случае расположения расчетных точек на линии, проведенной через центр источника, замена

линейного источника конечной длины точечным источником при точности расчета 0,5 дБ и выше возможна при $R > 0,8L$. Замена конечного линейного источника бесконечным линейным источником при точности расчета 0,5 дБ и выше возможна при $R < 0,09L$.

Таким образом, в диапазоне величин при $0,09L < R < 0,8L$ расчет следует вести как для линейного источника конечной длины.

При расположении расчетных точек на перпендикулярной линии, проведенной через торец источника, максимальная погрешность замены конечного линейного источника точечным источником находится в пределах не более 0,5 дБ при $R > 1,6L$. В случае замены его бесконечным линейным источником погрешность составляет 3 дБ и более (таблица 9.2).

Следовательно, при расчетах уровней прямого звука с использованием приближенных расчетных моделей источника, выбирать конкретную модель следует с учетом взаимного расположения расчетной точки и источника. При этом погрешность расчетов можно оценивать по формулам (9.9) и (9.12) или по таблице 9.2.

В тех случаях, когда линейным источником звука является ленточное остекление, линейный участок стены с низкой звукоизоляцией и т. п., может быть принята модель излучения звуковой энергии по закону Ламберта: $p'(\varphi) = p' \cos \alpha$ (рисунок 9.4). При расположении расчетных точек в плоскости по линии источника, перпендикулярной к поверхности (линия 1 на рисунке 9.4) линейного источника, выражение для плотности звуковой энергии, приходящей в расчетную точку от участка мощностью $p'dL = (p'r/\cos^2 \varphi)d\varphi$, имеет вид

$$d\varepsilon_{\text{пр}} = \frac{p' \cos \varphi}{\pi r c} d\varphi. \quad (9.13)$$

$$\text{Тогда } \varepsilon_{\text{пр}} = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} d\varepsilon_{\text{пр}} = \frac{p'}{\pi r c} (\sin \varphi_2 - \sin \varphi_1) \quad (9.14)$$

и, соответственно,

$$L_{\text{пр}} = 10 \lg \left(\frac{p'}{\pi r I_0} \right) + 10 \lg (\sin \varphi_2 - \sin \varphi_1). \quad (9.15)$$

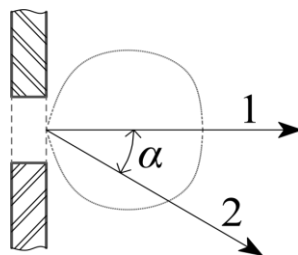


Рисунок 9.4 – Схема излучения линейного источника по закону Ламберта

В случае, если расчетные точки располагаются в плоскости по линии с углом α (линия 2 на рисунке 9.4) формула (9.15) имеет вид

$$L_{\text{пр}} = 10 \lg \left(\frac{p' \cos \alpha}{\pi r I_0} \right) + 10 \lg (\sin \varphi_2 - \sin \varphi_1). \quad (9.16)$$

Для оценки погрешностей при замене конечного линейного источника, излучающего по закону Ламберта для случая линии 2 на рисунке 9.4 формулу (9.14) путем умножения и деления ее на произведение LR можно преобразовать к виду

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \frac{p'L \cos \alpha}{\pi R^2 c} \cdot \frac{(\sin \varphi_2 - \sin \varphi_1)R}{L \cos \theta}. \quad (9.17)$$

Тогда $\frac{(\sin \varphi_2 - \sin \varphi_1)R}{L \cos \theta} \rightarrow 1$ источник можно считать точечным и для расчетов применять формулу

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \frac{p'L \cos \alpha}{\pi R^2 c}. \quad (9.18)$$

При этом погрешность определяется выражением

$$\Delta L_m = 10 \lg \left(\frac{(\sin \varphi_2 - \sin \varphi_1)R}{L \cos \theta} \right). \quad (9.19)$$

В случае замены конечного линейного источника, излучающего по закону Ламберта, бесконечным линейным источником погрешность определяется как

$$\Delta L_{\text{л}} = 10 \lg \left(\frac{\sin \varphi_2 - \sin \varphi_1}{2} \right). \quad (9.20)$$

Для расчетов в этом случае следует использовать формулу

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \frac{2p' \cos \alpha}{\pi r c}. \quad (9.21)$$

В таблице 9.3 в качестве примера использованы результаты расчетов погрешностей с применением формул (9.19) и (9.20) при расположении расчетных точек на линии, перпендикулярной к линейному источнику конечной длины, при расположении ее по центру и по торцу источника.

Из таблицы видно, что в первом случае (при расположении расчетной точки по торцу источника) погрешность составляет 0,5 дБ. Ниже этого значения погрешность возможна, если заменить линейный источник точечным при $R > 1,2L$. Если заменить линейный источник бесконечным линейным источником, погрешность 0,5 дБ и ниже этого значения будет при $R < 0,25L$. Во втором случае, при замене линейного источника конечной длины точечным источником, погрешность не превышает величины 0,5 дБ, если $R > 2L$. При замене его бесконечным линейным источником погрешность будет составлять 3 дБ и более.

Таким образом, при расчетах уровней прямого звука в случае излучения линейным источником звуковой энергии по закону Ламберта с использованием приближенных расчетных моделей погрешность расчетов можно оценивать по формулам (9.19) и (9.20) или по таблице 9.3.

Т а б л и ц а 9.3 – Погрешности расчетов УЗД при замене линейного источника конечной длины с излучением по закону Ламберта точечным источником или линейным источником бесконечной длины

r/L	Погрешности расчета, дБ					
	при расположении расчетных точек по торцу источника			при расположении расчетных точек по центру источника		
	R/L	точечный ΔL_m по формуле (9.19)	линейный ΔL_l по формуле (9.20)	R/L	точечный ΔL_m по формуле (9.19)	линейный ΔL_l по формуле (9.20)
1	100,00	100,0012	–0,0002	100,0000	–0,0001	–23,0104
2	50,00	50,0025	0,0009	50,0000	–0,0002	–20,0002
3	25,00	25,0050	–0,0035	25,0000	–0,0009	–16,9906
4	12,50	12,5100	–0,0139	12,5000	–0,0035	–13,9829
5	6,2500	6,2700	–0,0549	6,2500	–0,0139	–10,9830
6	3,1250	3,1647	–0,2117	3,1250	–0,0549	–8,0137
7	1,5625	1,6406	–0,7455	1,5625	–0,2117	–5,1602
8	0,7813	0,9276	–2,1067	0,7813	–0,7455	–2,6837
9	0,3906	0,6383	–4,3316	0,3906	–2,0645	–1,0608
10	0,1953	0,5368	–7,1740	0,1953	–4,3908	–0,3084
11	0,0977	0,5094	–10,1236	0,0977	–7,1740	–0,0813
12	0,0488	0,5024	–13,1185	0,0488	–10,1236	–0,0206
13	0,0244	0,5006	–16,1249	0,0244	–13,1185	–0,0052

Метод расчета шума плоских источников

В последнее время часто многочисленное оборудование систем ОВК (группы вентиляционных установок, холодильные машины, различные воздушные охладители) располагаются и равномерно распределяются на плоских кровлях и открытых площадках торговых центров, административных и жилых зданий [10], [11]. В таких случаях это оборудование представляет собой мощный плоский источник шума, негативно воздействующий на значительные территории зоны городской застройки. Для эффективного снижения этого воздействия требуется достаточно точная его оценка, которую обеспечивают предлагаемые расчетные формулы. Они позволяют производить расчеты распространения прямого звука от таких плоских источников и давать оценку погрешностей расчетов при их применении.

Общее уравнение для плотности энергии прямого звука плоского источника может быть записано в виде

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \int_S \frac{p'' \cos^2 \theta}{\Omega r^2 c} ds, \quad (9.22)$$

где θ – угол между нормалью к поверхности источника и направлением на расчетную точку;

Ω – пространственный угол излучения звука: $\Omega = 2\pi$ – излучение в полупространство;

p'' – единичная мощность излучения звуковой энергии поверхностью, Вт/м²;

r – кратчайшее расстояние от расчетной точки до плоскости источника.

В общем случае излучаемая мощность может быть переменной в границах поверхности излучения.

Используя численное интегрирование уравнения (9.22), можно рассчитывать плотность звуковой энергии в расчетной точке от любого плоского источника. Однако это не всегда удобно при выполнении практических расчетов. Ниже рассмотрены более частные случаи плоских источников, когда для расчета плотности прямого звука можно применять более простые расчетные формулы.

Размещаемые на крышах зданий группы шумного оборудования, например группы вентиляторов, относятся к плоским источникам прямоугольной формы с равномерным излучением звуковой энергии в полусферу [9]. Для получения расчетной формулы плотности прямого звука от таких источников разделим плоскость источника на горизонтальные полосы высотой dh . Полосы в этом случае можно считать линейными источниками. Расчетная схема приведена на рисунке 9.5.

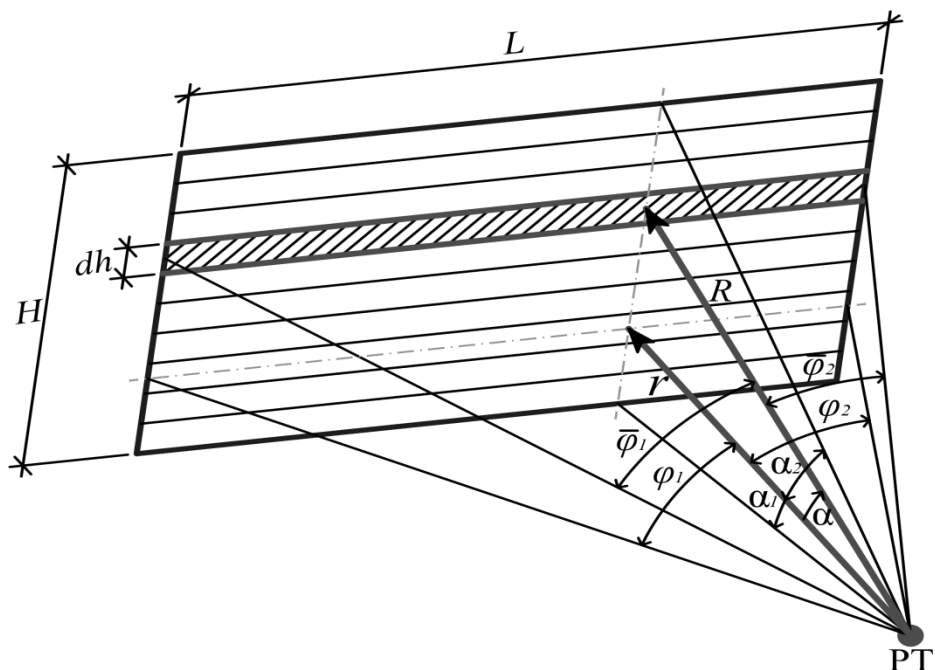


Рисунок 9.5 – Расчетная схема прямоугольного источника шума

Плотность звуковой энергии от линейного источника высотой dh в этом случае определяется выражением

$$d\varepsilon = \frac{p''dh(\overline{\varphi}_2 - \overline{\varphi}_1)}{2\pi Rc}, \quad (9.23)$$

где R – расстояние от расчетной точки до геометрического центра плоского источника.

После замены $p'' = W / LH$ величина плотности звуковой энергии от всей поверхности определяется по формуле

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \frac{W(\overline{\varphi}_2 - \overline{\varphi}_1)}{2\pi \cos \alpha LHc} d\alpha, \quad (9.24)$$

где W – общая мощность плоского источника.

Используя упрощения, окончательно имеем

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \frac{W(\varphi_2 - \varphi_1)}{2\pi LHc} \ln \left(\frac{\text{tg}(\alpha_2/2 + \pi/4)}{\text{tg}(\alpha_1/2 + \pi/4)} \right). \quad (9.25)$$

В этом случае уровни прямого звука будут определяться по формуле

$$L_{\text{пр}} = L_p + 10 \lg \left(\frac{\varphi_2 - \varphi_1}{2\pi LH} \cdot \ln \left(\frac{\text{tg}(\alpha_2/2 + \pi/4)}{\text{tg}(\alpha_1/2 + \pi/4)} \right) \right). \quad (9.26)$$

Сравнение результатов расчетов по формуле (9.25) с результатами численного интегрирования показывает, что наибольшие расхождения наблюдаются в расчетных точках вблизи плоскости источника при $r/H \leq 0,12$. Перед источником по центру расхождение достигает 0,6 дБ, в стороне от центра источника при углах 20° и менее оно составляет 3 дБ.

Произведена оценка возможности применения точечной модели источника звука (шума) вместо модели плоского источника при излучении звука в полусферу. Для этого выполнено сравнение результатов расчета плотности прямого звука при точечной модели источника

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \frac{W}{2\pi R^2 c} \quad (9.27)$$

и данных, полученных при расчетах с использованием формулы (9.25).

Результаты расчетов по формуле (9.27) согласуются с данными расчетов по формуле (9.25) когда выполняется условие

$$\frac{(\varphi_2 - \varphi_1)R}{L} \cdot \frac{R}{H} \cdot \ln \left(\frac{\text{tg}(\frac{\alpha_2}{2} + \frac{\pi}{4})}{\text{tg}(\frac{\alpha_1}{2} + \frac{\pi}{4})} \right) \rightarrow 1,0. \quad (9.28)$$

В уровнях прямого звукового давления погрешность замены плоского источника на точечный источник определяется выражением

$$\Delta L_m = 10 \lg \left(\frac{(\varphi_2 - \varphi_1)R}{L} \right) + 10 \lg \left(\frac{R}{H} \cdot \ln \left(\frac{\text{tg}(\alpha_2/2 + \pi/4)}{\text{tg}(\alpha_1/2 + \pi/4)} \right) \right). \quad (9.29)$$

В таблице 9.4 приведены погрешности использования точечной модели вместо плоской модели при расположении расчетных точек на линии, перпендикулярной к плоскости источника в его центре при пропорциях плоского источника $L/H = 2$.

При условии $R > 0,9H$ точечная модель дает погрешность не более 0,5 дБ и может применяться при расчетах шума от плоских источников с излучением звука в полусферу.

Т а б л и ц а 9.4 – Погрешности расчетов уровней прямого звукового давления при замене плоского источника звука точечным источником

R/H	Погрешности расчета, дБ, при расположении расчетных точек по центральной оси источника
100	0,0000
50	–0,0002
25	–0,0007
12,5	–0,0026
6,25	–0,0104
3,12	–0,0413
1,56	–0,1604
0,78	–0,58
0,39	–1,75
0,19	–4,09

Таким образом, при расчетах уровней прямого звука от плоских источников шума с излучением звука в полусферу следует применять расчетную формулу (9.26). Формула учитывает направленность излучения звука источником и положение расчетных точек в пространстве относительно источника.

При расположении расчетных точек на расстояниях, в два и более раза превышающих наибольший размер источника, расчеты прямого звука с достаточной для практики точностью можно проводить как от точечного источника. Погрешность расчетов в этих случаях не превышает 0,5 дБ.

Для реализации рассмотренных расчетных методов разработана и апробирована программа для ЭВМ.

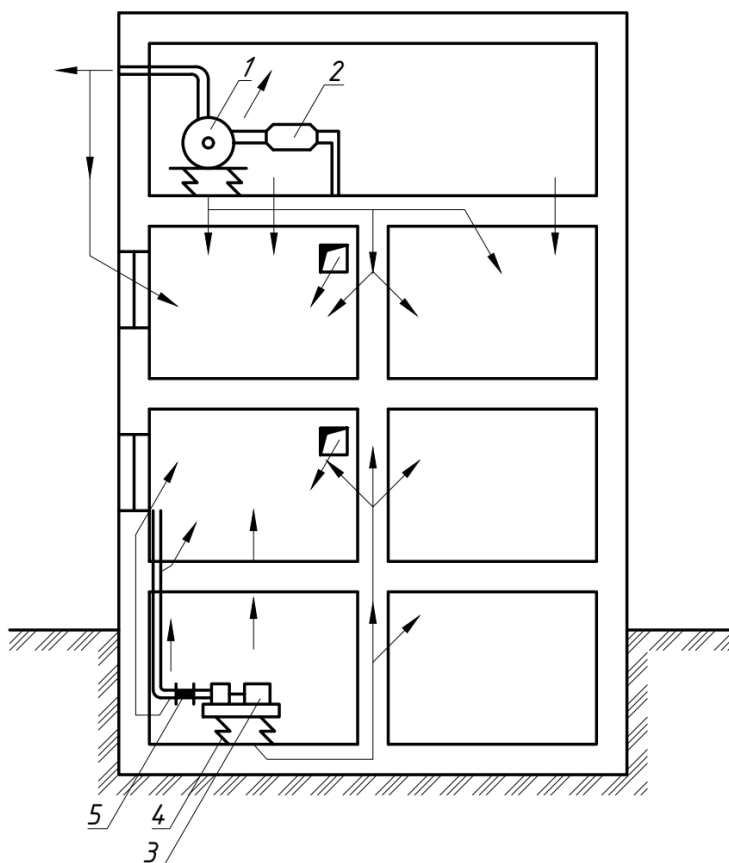
10 Расчет виброизоляции оборудования и структурного шума

10.1 Методика расчета виброизоляторов

Оборудование систем ОВК (насосы, вентиляторы, вентиляционные установки, холодильные машины, воздушные охладители, воздухопроводы, технологические трубы и др.) создает при работе вибрационные колебания (вибрацию), которые передаются на ограждения технических помещений зданий различного назначения, затем по жестким связям на строительные конструкции здания. По этим конструкциям вибрация распространяется на значительные расстояния по зданию, оказывает на человека в местах пребывания непосредственное негативное воздействие и возбуждает в изолируемых помещениях структурный шум (рисунок 10.1).

10.1 Виброизоляция оборудования – одно из наиболее действенных средств борьбы с колебаниями конструкций зданий и сооружений, связанными с работой этого оборудования, соответственно, борьбы с вредным воздействием вибрации на человека в местах его пребывания и со структурным шумом.

Виброизоляция применяется либо для уменьшения динамических воздействий, передаваемых оборудованием на поддерживающие (несущие) конструкции здания, либо для снижения уровня вибрации непосредственно машин, т. е. вибраций, воздействующих на поддерживающие конструкции (плиты перекрытия) или основания (фундаменты). В общем, виброизоляция снижает уровень колебаний в помещениях, смежных с техническими помещениями, на рабочих местах, устраняя вредное влияние вибрации на человека.



1 – вентилятор; 2 – глушитель шума; 3 – насос; 4 – виброизолятор; 5 – гибкая вставка

Рисунок 10.1 – Пути распространения вибрации и возникновения структурного шума в здании

В общем, эффективность виброизоляции, дБ, агрегатов всего инженерного оборудования в здании [12] ориентировочно определяют по формуле

$$\Delta L = 20 \lg \left| \frac{f^2}{f_z^2} - 1 \right|, \quad (10.1)$$

где f – основная расчетная частота вынуждающей силы агрегата, Гц;
 f_z – собственная частота колебаний виброизолируемого агрегата в вертикальном направлении, Гц.

Эффективность виброизоляции агрегатов ΔL меньше значений $\Delta L_{\text{тр}}$, приведенных в таблице 10.1 (по данным [12]).

Собственная частота колебаний виброизолируемого агрегата в вертикальном направлении f_z должна быть не более значений допустимых частот собственных колебаний в вертикальном направлении $f_{z\text{доп}}$, определенных по рисунку 10.2, в зависимости от частоты вращения элементов виброизолируемого агрегата N , мин⁻¹, требуемой эффективности виброизоляции $\Delta L_{\text{тр}}$, дБ, и типа перекрытия, на котором установлен агрегат.

П р и м е ч а н и е – Предельно допустимая частота собственных вертикальных колебаний агрегата $f_{z\text{доп}}$ не должна быть более значений, ограниченных пунктирными линиями для соответствующих типов перекрытий (рисунок 10.2). При этом, если в агрегате имеются части, вращающиеся с неодинаковой частотой, за расчетную принимается наименьшая частота вращения.

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

а) эффективность акустической виброизоляции агрегата должна быть не меньше значений $\Delta L_{\text{тр}}$, приведенных в таблице 10.1;

б) собственная частота колебаний виброизолируемого агрегата в вертикальном направлении должна быть не более значений допустимых частот собственных колебаний в вертикальном направлении $f_{z\text{доп}}$, определенных по рисунку 9.2, в зависимости от частоты вращения элементов виброизолируемого агрегата, требуемой эффективности виброизоляции и типа перекрытия, на котором установлен агрегат.

П р и м е ч а н и я

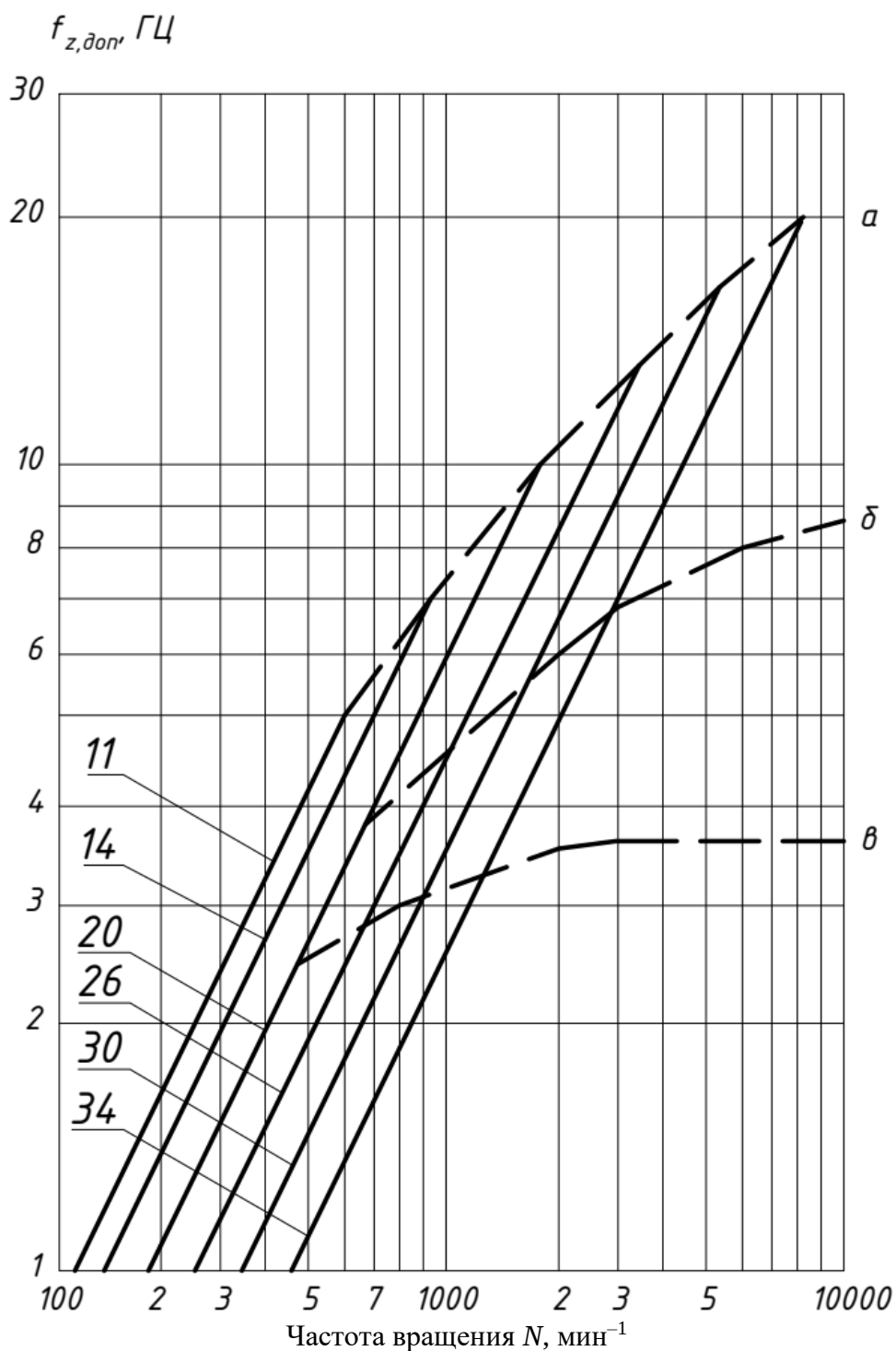
1 Для крышных котельных и автономных кондиционеров основная расчетная частота вынуждающей силы выбирается по наименьшей частоте вращения установленных агрегатов (насосов, компрессоров, вентиляторов).

2 Для обеспечения допустимых уровней шума и вибрации от инженерного оборудования в жилых домах, гостиницах, административных зданиях, общественных зданиях категории А (по МГСН 2.04-97), а также в больницах, домах отдыха, санаториях, театрах и библиотеках требуемая эффективность виброизоляции $\Delta L_{\text{тр}}$ должна быть на 5 дБ выше указанной в таблице, допустимая собственная частота колебаний $f_{z\text{доп}}$, определенная по графику рисунка 10.2, должна быть уменьшена в 1,8 раза.

Т а б л и ц а 10.1 – Требуемая эффективность виброизоляции инженерного оборудования

Вид инженерного оборудования	Требуемая эффективность акустической виброизоляции $\Delta L_{\text{тр}}$, дБ
Центробежные компрессоры	30
Поршневые компрессоры мощностью, кВт:	
до 11	17
от 15 до 44	20
от 55 до 110	26
Встроенные трансформаторы	28
Автономные кондиционеры	20
Центробежные насосы	26
Лифтовые лебедки	24
Крышные котельные	23

Центробежные вентиляторы с частотой вращения N , мин ⁻¹	
более 800	26
от 500 до 800	20–26
от 350 до 500	17–20
от 200 до 350	11–17



a – подвальные этажи; *б* – тяжелые железобетонные перекрытия ($G \geq 500$ кг/м²); *в* – легкие бетонные перекрытия ($500 > G > 200$ кг/м²); (цифры внутри графика: эффективность виброизоляции, дБ)

Рисунок 10.2 – Допустимая частота собственных вертикальных колебаний виброизолированного агрегата

10.2 Для точного расчета и проектирования эффективной виброизоляции оборудования периодической возмущающей нагрузкой требуются следующие исходные данные:

- вес единицы оборудования и положение его центра тяжести;
- моменты инерции (массы) изолируемой единицы оборудования относительно ее главных центральных осей;
- число оборотов в минуту при эксплуатационном режиме;
- при переменном режиме работы – сведения о минимальном и максимальном числах оборотов вращающихся частей машины или числе циклов в минуту возвратно-поступательно движущихся деталей, а также скорости нарастания числа оборотов единицы оборудования (агрегата) при пуске и их убывании при остановке;
- величины, направления и координаты точек приложения возмущающих сил единицы оборудования (агрегата) и необходимые сведения о возмущающих моментах.

При отсутствии этих данных необходимо иметь:

- кинематическую схему механизмов единицы оборудования, вес ее движущихся частей, величины эксцентриситетов вращающихся частей, радиусов кривошипов или ходов возвратно-поступательно движущихся частей и т. п.;
 - геометрические размеры, необходимые для вычисления значений величин и координат точек приложения инерционных сил;
- кроме того:
- характеристики различных подводок (их назначение, материал, форма, размеры и др.) с указанием мест их присоединения к оборудованию;
 - чертежи строительной конструкции, поддерживающей оборудование, и ее характеристику (допускаемая статическая нагрузка и др.);
 - сведения о расположении и назначении ближайших фундаментов (в случае установки виброизоляторов на конструкцию);
 - требования, предъявляемые к виброизоляции: допустимые амплитуды колебаний изолируемой машины, амплитуды колебаний или уровни вибрации поддерживающей конструкции, или допустимые динамические нагрузки на поддерживающую конструкцию, конструкции, или допустимые динамические нагрузки на поддерживающую конструкцию.

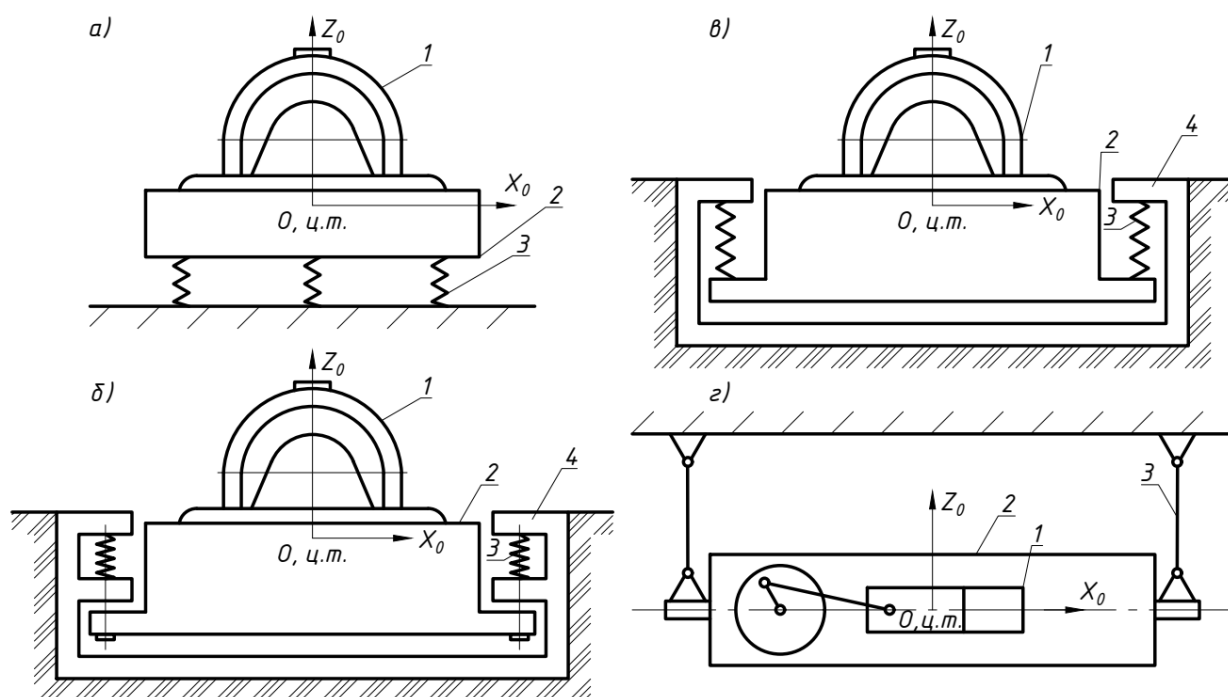
Если определение величин допустимых амплитуд колебаний поддерживающей конструкции затруднено, то должно быть составлено описание назначения смежных помещений с указанием их назначения или происходящих в них технологических процессов и оборудования, чувствительных к вибрациям и указаны допустимые уровни вибрации и структурного шума.

При оценке допустимых амплитуд колебаний виброизолируемой машины следует учитывать возможность ее колебаний под воздействием случайных или временных нагрузок (толчков, сил инерции эксцентрично расположенных элементов, силовых воздействий персонала при

обслуживании машин и т. п.), ее жесткостные характеристики, а также физико-механические характеристики материалов, применяемых для изготовления упругих и демпфирующих элементов виброизоляции по ГОСТ Р ИСО 2017-1.

Примечание – Предполагается, что периодическая нагрузка близка к гармонической. Если периодическая сила или периодический момент изменяются по более сложным законам, то их следует разложить в ряд Фурье. Для приближенного расчета можно ограничиться только первой гармоникой этого ряда. Другие гармоники учитываются дополнительным проверочным расчетом, выполняемым в программных комплексах численного анализа в случае, если более высокие гармоники вносят вклад в вибрационное состояние агрегата (плотность спектральной мощности более высокой гармоники превышает плотность спектральной мощности низшей).

10.3 Виброизоляцию машины можно осуществлять в двух вариантах, схематично изображенных на рисунке 10.3 [13].



а – опорный вариант; б – вариант с подвесными стержнями и пружинами, работающими на сжатие; в – подвесной вариант с пружинами, работающими на растяжение; г – подвесной вариант с шарнирными стержнями; 1 – виброизолируемое оборудование; 2 – постамент (фундаментный блок); 3 – виброизоляторы; 4 – подфундаментный короб (корыто)

Рисунок 10.3 – Схемы виброизоляции оборудования

10.3.1 Первый вариант – опорный (рисунок 10.3, а), когда виброизоляторы расположены непосредственно под корпусом изолируемого оборудования (машины) или под жестким постаментом (рамой или фундаментным блоком), на котором укрепена сама машина. В жилых и общественных зданиях, как правило, выполняют виброизоляцию оборудования в опорном варианте, устанавливая его на перекрытиях зданий и полу технического подполья (подвала), т. е. на железобетонных плитах, жестко связанных с другими конструкциями здания. При расположении оборудования в подвале одно из средств уменьшения передачи вибрации на

строительные конструкции – применение железобетонных фундаментов, отделенных от других строительных конструкций зданий.

10.3.2 Второй вариант – подвес, когда изолируемый объект подвешен на виброизоляторах, закрепленных выше подошвы постаментов и работающих на сжатие (рисунок 10.3, б) или растяжение (рисунок 10.3, в).

Подвесной вариант виброизоляции применяют в тех случаях, когда стремятся избежать непосредственного опирания виброизолируемого оборудования на пол помещения, в котором оно находится, тогда его подвешивают к балкам в уровне потолка. Опыт показал, что монтаж виброизоляции в подвесном варианте сложен, а его эффективность невысокая. Поэтому подвесной вариант виброизоляции применяют при необходимости.

10.3.3 Если в изолируемом оборудовании преобладают горизонтальные возмущающие силы, то в отдельных случаях для выполнения ее виброизоляции можно кроме указанных схем применять специальную схему, при которой защищаемое оборудование подвешивается на тросах или стержнях с шарнирными присоединениями к несущим строительным конструкциям (рисунок 10.3, г).

Эту схему рекомендуется применять при низкочастотном характере вибрации оборудования (с частотой возмущения до 400 кол/мин) в связи с трудностью получения низких частот горизонтальных собственных колебаний виброизолированных машин при использовании пружинных или эластомерных виброизоляторов.

Постамент или фундаментный блок под единицей (или группой) оборудования устраивают в случаях, когда:

- корпус оборудования имеет недостаточную жесткость;
- размещение виброизоляторов непосредственно под корпусом машины встречает конструктивные затруднения;
- изолируется агрегат, состоящий из отдельных машин, устанавливаемых на одном постаменте;
- требуется увеличить массу изолируемой установки и моменты инерции, чтобы уменьшить амплитуды ее вынужденных колебаний;
- необходимо увеличить массу и моменты инерции изолируемой установки во избежание повышения частоты ее собственных колебаний, которое вызывается увеличением жесткости виброизоляторов, с тем, чтобы устранить недопустимые перекосы установки от временных статических нагрузок или уменьшить амплитуды собственных колебаний установки, вызванные случайными ударами.

При выборе конструктивной формы постаментов (фундаментного блока) следует стремиться к уменьшению расстояния между центром тяжести всей установки и линией действия возмущающей силы, так как уменьшение этого расстояния снижает амплитуду вращательных колебаний установки. Уменьшение амплитуды вращательных колебаний изолируемой установки

может быть достигнуто путем увеличения ее момента инерции относительно оси вращения.

10.3.4 Подводки к изолируемому объекту должны быть достаточно гибкими, чтобы жесткость их была значительно ниже жесткости виброизоляторов. Если это требование не может быть выполнено, то жесткость подводов должна учитываться при расчете виброизоляции, так как она может существенно снизить эффективность виброизоляции.

10.4 Расчет виброизоляции машин с периодической возмущающей нагрузкой

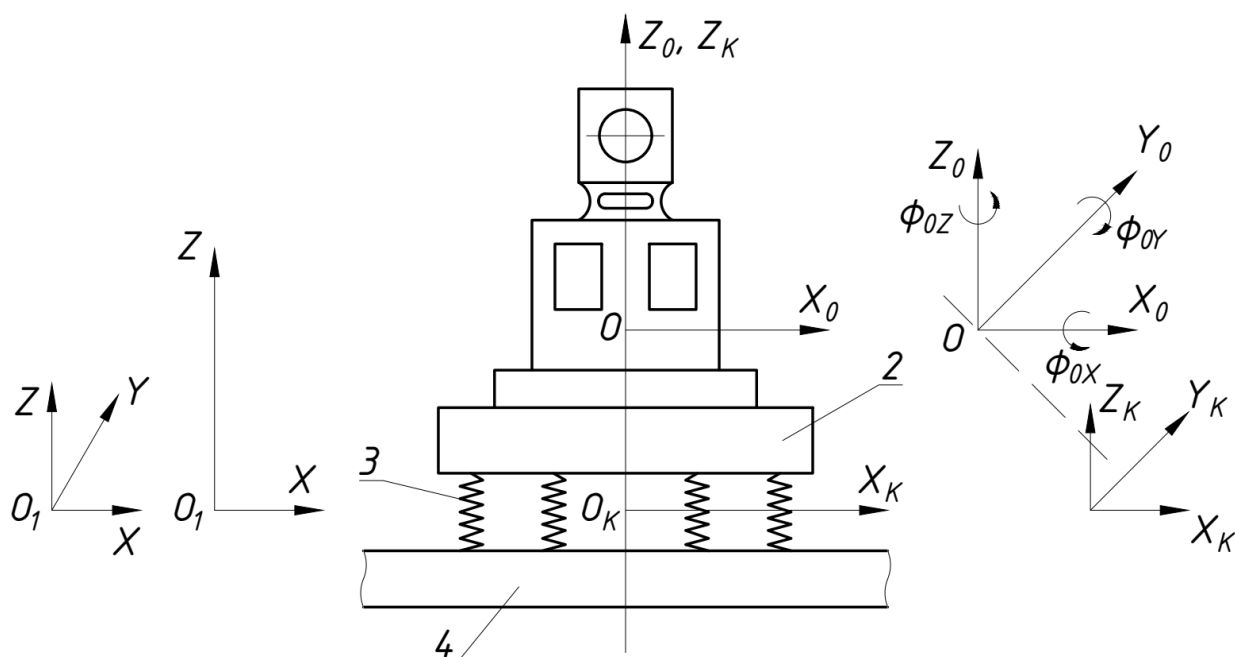
10.4.1 Определяют требуемые значения виброизоляции единиц или группы единиц оборудования на основании расчетов для удовлетворения требованиям 10.2. Выбирают схему виброизоляции с учетом технических особенностей помещения, в котором расположено оборудование, характеристики оборудования, выполняют подбор основных параметров виброизоляторов, определяют характерные размеры упругих элементов, выбирают расположение виброизоляторов, проверяют выполнение условий, наложенных на частоты собственных колебаний изолируемой установки, выполняют проверку выполнения требований, которым должны удовлетворять амплитуды вынужденных колебаний изолируемой установки. Затем определяют амплитуды возмущающих сил, передающихся на поддерживающую конструкцию.

Для проведения такого расчета необходимо предварительно определять моменты инерции J_{0x} , J_{0y} и J_{0z} изолируемой установки относительно ее главных центральных осей инерции X_0 , Y_0 и Z_0 (рисунок 10.4). Основные параметры виброизоляции: масса и моменты инерции массы виброизолируемой установки, жесткости и коэффициенты демпфирования виброизоляторов.

При выборе этих параметров [13] необходимо стремиться к тому, чтобы:

- динамические нагрузки, передающиеся на поддерживающие конструкции, были снижены до уровня, при котором амплитуды колебаний конструкций не превысят амплитуд, допускаемых требованиями технологического характера или санитарных норм;

- амплитуды колебаний виброизолированной установки не превышали допускаемых значений, устанавливаемых технологией и предприятиями – изготовителями оборудования, что обеспечивало бы нормальную работу виброизолированного агрегата.



1 – изолируемое оборудование; 2 – постамент; 3 – виброизоляторы; 4 – поддерживающая конструкция; O – центр тяжести установки; Ok – центр жесткости виброизоляторов; O1 – произвольное начало координат

Рисунок 10.4 – Схема расположения осей координат, принимаемая при расчете виброизоляции оборудования

10.4.2 Эффективность виброизоляции при действии гармонических нагрузок оценивается коэффициентами передачи. При поступательных колебаниях виброизолируемой установки в направлении оси X_0 и ее вращательных колебаниях вокруг этой же оси (рисунок 10.2) соответствующие коэффициенты передачи определяются формулами:

$$\begin{aligned} \mu_x &= \frac{P_{kx}}{P_x} = \frac{1}{\alpha_x^2 - 1}; \\ \mu_{\varphi x} &= \frac{M_{kx}}{M_{0x}} = \frac{1}{\alpha_{\varphi x}^2 - 1}, \end{aligned} \quad (10.2)$$

где P_{kx} , M_{kx} – амплитуды гармонической силы и гармонического момента относительно оси X_0 , передающиеся через виброизоляторы на поддерживающую конструкцию;

P_x , M_{0x} – амплитуды гармонической силы и момента, действующих на изолируемую установку.

10.4.3 При поступательных колебаниях виброизолированной установки в направлении осей Y_0 , Z_0 и вращательных колебаниях относительно этих же осей индекс x в формулах (10.2) заменяется соответственно на y или z . Если центр тяжести установки совпадает с центром жесткости виброизоляторов, то формулы (10.2) для всех осей координат остаются точными. В противном случае расчеты по этим формулам могут быть приближенными.

Возмущающие моменты M_{0x} , M_{0y} , M_{0z} относительно осей X_0 , Y_0 , Z_0 , действующие на виброизолированную установку, в общем случае складываются из моментов, возникающих при эксплуатационном режиме оборудования и моментов, появляющихся в результате того, что

возмущающие силы в том же режиме не проходят через центр тяжести установки $\alpha_x = \frac{\omega_0}{\omega_x}$, $\alpha_{\varphi x} = \frac{\omega_0}{\omega_{\varphi x}}$ – отношения круговой частоты вынужденных колебаний ω_0 к круговой частоте ω_x собственных поступательных (вдоль оси X_0) и к круговой частоте $\omega_{\varphi x}$ собственных вращательных колебаний установки относительно той же оси.

Круговую частоту ω_0 определяют из формулы $\omega_0 = 2\pi f_0$, рад/с, где $f_0 = N/60$ – частота вынужденных колебаний в Гц; N – число оборотов (циклов) машины в 1 мин. Круговые частоты ω_x и $\omega_{\varphi x}$ определяют без учета взаимной связи собственных колебаний по различным направлениям.

10.4.4 При виброизоляции машин по схемам, приведенным на рисунке 10.3, а, б, в, необходимо, чтобы отношение

$$\alpha_z = \frac{\omega_0}{\omega_z} \geq 4, \quad (9.3)$$

а все остальные величины (α_x , α_y , $\alpha_{\varphi x}$, $\alpha_{\varphi y}$, $\alpha_{\varphi z}$) были больше 2,5.

Учитывая, что изготовление виброизоляторов, обеспечивающих частоту собственных колебаний установки ниже 2 Гц, сопряжено со значительными техническими трудностями, при виброизоляции агрегатов с частотой возмущения менее 500 кол/мин можно принимать, как исключение, значение отношения $\alpha_z \geq 3$. При этом остальные отношения должны быть по-прежнему больше 2,5.

В случае осуществления виброизоляции по схеме маятникового подвеса (рисунок 10.3, г) необходимо, чтобы

$$\alpha_x = \frac{\omega_0}{\omega_x} \geq 4, \alpha_y = \frac{\omega_0}{\omega_y} \geq 4, \alpha_z = \frac{\omega_0}{\omega_z} \geq 4. \quad (10.4)$$

Величины отношений α_z , $\alpha_{\varphi x}$ и $\alpha_{\varphi y}$ в этом случае не обязательно ограничивать в виду отсутствия значительных вертикальных гармонических воздействий. Требуемые значения частот собственных колебаний ω_x , ω_y и ω_z вычисляют по известной величине ω_0 и заданным значениям отношений α_x , α_y и $\alpha_{\varphi z}$.

10.4.5 При предварительном подборе необходимых значений массы и моментов инерции изолируемой установки, амплитуды колебаний этой установки допускается определять по приближенным формулам:

$$\alpha_{0x} = \frac{P_x}{m\omega_0^2}, \alpha_{0y} = \frac{P_y}{m\omega_0^2}, \alpha_{0z} = \frac{P_z}{m\omega_0^2}; \quad (10.5)$$

$$\varphi_{0x} = \frac{M_{0x}}{J_{0x}\omega_0^2}, \varphi_{0y} = \frac{M_{0y}}{J_{0y}\omega_0^2}, \varphi_{0z} = \frac{M_{0z}}{J_{0z}\omega_0^2}, \quad (10.6)$$

где α_{0x} , α_{0y} , α_{0z} – амплитуды колебаний центра тяжести установки в направлениях координатных осей X_0 , Y_0 , Z_0 , см;

φ_{0x} , φ_{0y} , φ_{0z} – амплитуды вращательных колебаний установки относительно осей координат X_0 , Y_0 , Z_0 (в радианах);

P_x , P_y , P_z – амплитуды возмущающих сил по направлениям осей X_0 , Y_0 , Z_0 , кг;

M_{0x} , M_{0y} , M_{0z} – амплитуды возмущающих моментов относительно осей X_0 , Y_0 , Z_0 , кг·см;

J_{0x}, J_{0y}, J_{0z} – моменты инерции виброизолированной установки относительно осей X_0, Y_0, Z_0 , кг·см²;

$M = Q/g$ – масса всей установки, в кг·с²·см⁻¹;

Q – вес виброизолированного объекта вместе с постаментом, кг;

$g = 981$ см/с² – ускорение силы тяжести.

10.4.6 Приближенную оценку наибольших амплитуд колебаний виброизолированного объекта в какой-либо i -й точке можно производить по формулам:

$$\begin{aligned}\bar{\alpha}_{xi} &= |\alpha_{0x}| + |\varphi_{0y}z_{0i}| + |\varphi_{0z}y_{0i}|; \\ \bar{\alpha}_{yi} &= |\alpha_{0y}| + |\varphi_{0z}x_{0i}| + |\varphi_{0x}z_{0i}|; \\ \bar{\alpha}_{zi} &= |\alpha_{0z}| + |\varphi_{0x}y_{0i}| + |\varphi_{0y}x_{0i}|,\end{aligned}\quad (10.7)$$

где x_{0i}, y_{0i}, z_{0i} – координаты i -й точки в системе осей X_0, Y_0, Z_0 с началом в центре тяжести установки. Прямые скобки обозначают абсолютные значения заключенных в них величин.

Если виброизолированная установка колеблется в одной из плоскостей, образованных осями X_0, Y_0, Z_0 , то наибольшие амплитуды колебаний i -й точки определяют по формулам:

- при колебаниях в плоскости X_0Y_0

$$\begin{aligned}\bar{\alpha}_{xi} &= |\alpha_{0x}| + |\varphi_{0z}y_{0i}|, \\ \bar{\alpha}_{yi} &= |\alpha_{0y}| + |\varphi_{0z}x_{0i}|;\end{aligned}\quad (10.8)$$

- при колебаниях в плоскости X_0Z_0

$$\begin{aligned}\bar{\alpha}_{xi} &= |\alpha_{0x}| + |\varphi_{0y}z_{0i}|, \\ \bar{\alpha}_{zi} &= |\alpha_{0z}| + |\varphi_{0y}x_{0i}|;\end{aligned}\quad (10.9)$$

- при колебаниях в плоскости Y_0Z_0

$$\begin{aligned}\bar{\alpha}_{yi} &= |\alpha_{0y}| + |\varphi_{0x}z_{0i}|, \\ \bar{\alpha}_{zi} &= |\alpha_{0z}| + |\varphi_{0x}y_{0i}|.\end{aligned}\quad (10.10)$$

Если вычисленные по формулам (10.7)–(10.10) амплитуды колебаний установки окажутся больше допускаемых, то необходимо увеличить ее массу и соответствующие моменты инерции. Это достигается устройством специального постамент (фундамента) или увеличением его размеров и веса.

Необходимые величины общих (суммарных) жесткостей всех виброизоляторов (для схем, приведенных на рисунке 10.3, а, б, в) вычисляют, в зависимости от направления колебаний, по формулам:

$$K_x = m\omega_x^2, K_y = m\omega_y^2, K_z = m\omega_z^2;$$

$$K_{\varphi x}^* = J_{0x}\omega_{\varphi x}^2, K_{\varphi y}^* = J_{0y}\omega_{\varphi y}^2, K_{\varphi z}^* = J_{0z}\omega_{\varphi z}^2, \quad (10.11)$$

где $\omega_x = \frac{\omega_0}{\alpha_x}$, $\omega_y = \frac{\omega_0}{\alpha_y}$, $\omega_z = \frac{\omega_0}{\alpha_z}$, $\omega_{\varphi x} = \frac{\omega_0}{\alpha_{\varphi x}}$, $\omega_{\varphi y} = \frac{\omega_0}{\alpha_{\varphi y}}$, $\omega_{\varphi z} = \frac{\omega_0}{\alpha_{\varphi z}}$ – круговые частоты собственных поступательных и вращательных колебаний виброизолированной установки, определяемые в соответствии с 10.4.2;

$m, J_{0x}, J_{0y}, J_{0z}$ – см. 10.4.3;

K_x, K_y, K_z – общие жесткости виброизоляторов по направлениям осей X_0, Y_0, Z_0 , кг/см;
 $K_{\varphi x}^*, K_{\varphi y}^*, K_{\varphi z}^*$ – общие угловые жесткости виброизоляторов относительно осей X_0, Y_0, Z_0 , кг·см, определяемые по формулам:

$$\begin{aligned} K_x &= \sum_{i=1}^n K_{xi}, \quad K_y = \sum_{i=1}^n K_{yi}, \quad K_z = \sum_{i=1}^n K_{zi}; \\ K_{\varphi x}^* &= \sum_{i=1}^n K_{zi} y_{0i}^2 + \sum_{i=1}^n K_{yi} z_{0i}^2; \\ K_{\varphi y}^* &= \sum_{i=1}^n K_{xi} z_{0i}^2 + \sum_{i=1}^n K_{zi} x_{0i}^2; \\ K_{\varphi z}^* &= \sum_{i=1}^n K_{yi} x_{0i}^2 + \sum_{i=1}^n K_{xi} y_{0i}^2, \end{aligned} \quad (10.12)$$

где K_{xi}, K_{yi}, K_{zi} – жесткости i -го упругого элемента соответственно в направлении осей X_0, Y_0, Z_0 , кг·см;

x_{0i}, y_{0i}, z_{0i} – координаты центра жесткости i -го упругого элемента в системе координат X_0, Y_0, Z_0 , см;

n – число упругих элементов.

Общие жесткости виброизоляторов не должны превышать величин, определяемых по формулам (10.11). При подборе пружин по найденным величинам жесткостей (для схем виброизоляции, приведенных на рисунке 10.3, а, б, в) удобно исходить из жесткости K_z , определяемой по третьей формуле (10.11). Если все упругие элементы одинаковы, то требуемая жесткость каждого из них в вертикальном направлении определяется по формуле

$$K_{zi} = K'_z = \frac{K_z}{n}. \quad (10.13)$$

Жесткость виброизолятора в горизонтальных направлениях K'_y и K'_x определяют по жесткости K'_z в соответствии с особенностями расчета конкретных виброизоляторов. Виброизоляторы должны располагаться так, чтобы их общие угловые жесткости не превышали необходимых расчетных величин.

10.4.7 В случае выполнения виброизоляции (по схеме, показанной на рисунке 10.3, а) с одинаковыми подвесками, симметрично расположенными относительно центра тяжести установки, круговые частоты собственных колебаний виброизолированной системы определяют по формулам:

- при колебаниях вдоль осей X_0, Y_0, Z_0 :

$$\omega_x = \omega_y = \sqrt{\frac{g}{l}}, \quad \omega_z = \sqrt{\frac{nK_{zl}}{m}}; \quad (10.14)$$

- при вращательных колебаниях относительно осей X_0, Y_0, Z_0 :

$$\omega_{\varphi x} = \sqrt{\frac{nK_{zl}C^2}{J_{0x}}};$$

$$\begin{aligned}\omega_{\varphi y} &= \sqrt{\frac{nK_{zl}B^2}{J_{0y}}}; \\ \omega_{\varphi z} &= R\sqrt{\frac{mg}{J_{0z}l}},\end{aligned}\quad (10.15)$$

где g – ускорение силы тяжести, см/с²;

l – длина подвески, см;

n – число подвесок;

m – масса виброизолированной установки, кг·с²/см;

$K_{zl} = EF/l$ – жесткость одной подвески, кг/см;

E – модуль упругости материала подвески, кг/см²;

F – площадь поперечного сечения подвески, см²;

B, C – размеры, указанные на рисунке 3, а, см;

$R = \sqrt{B^2 + C^2}$ – радиус окружности, проведенной через точки крепления виброизолированной установки к подвескам (см. рисунок 10.3, а), см;

J_{0x}, J_{0y}, J_{0z} – моменты инерции массы виброизолированной установки относительно осей X_0, Y_0, Z_0 , кг/с²·см.

Если на виброизолированную установку действует вертикальная возмущающая сила, составляющая не менее 5 % наибольшей горизонтальной силы, то для снижения жесткости подвесок в вертикальном направлении применяется установка с дополнительными пружинами (рисунок 10.3, б). Частоты собственных колебаний виброизолированной системы в этом случае можно определить по формулам (10.14), (10.15), заменяя коэффициент жесткости одной подвески K_{zl} величиной

$$K_z^* = \frac{K_{z1}K_{z2}}{K_{z1} + K_{z2}}, \quad (10.16)$$

где K_{z1} и K_{z2} – жесткости в вертикальном направлении соответственно одной пружины и одной подвески.

Для уменьшения колебаний изолируемой установки при пусках и остановках машины следует предусматривать применение виброизоляторов, обладающих достаточным внутренним трением (внутренним демпфированием).

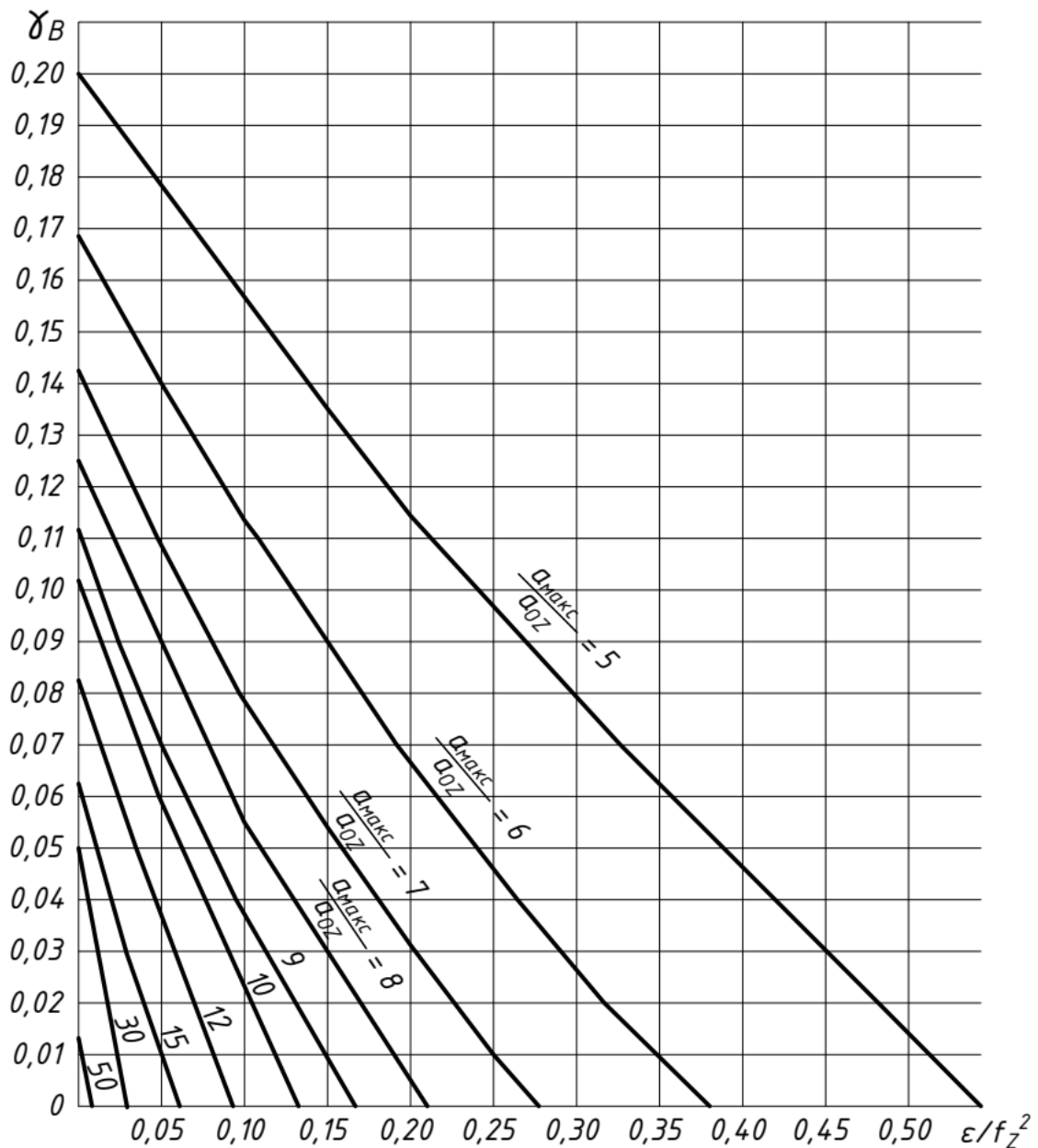
Требуемый коэффициент неупругого сопротивления виброизоляторов γ_v , характеризующий внутреннее трение, определяют по графику, изображенному на рисунке 10.5. Он определяется в зависимости от отношения скорости нарастания или убывания числа оборотов машины ε к квадрату частоты собственных колебаний установки f_z^2 и отношения максимальной допускаемой амплитуды колебаний установки при пуске или остановке машины $a_{\text{макс}}$ к амплитуде вертикальных колебаний установки при рабочем режиме машины a_{0z} .

Зная величину ε и отношение $a_{\text{макс}}/a_{0z}$, по графику можно определить минимально необходимое значение γ_v . Величина этого коэффициента неупругого сопротивления γ_v связана с логарифмическим декрементом

колебаний δ и коэффициентом поглощения энергии колебаний ψ зависимостями

$$\gamma_v = \frac{\delta}{\pi} = \frac{\psi}{2\pi}. \quad (10.17)$$

Если найденное по графику значение $\gamma_v \leq 0,03$, то можно применять виброизоляторы из стальных пружин; при $\gamma_v > 0,03$ необходимо применять резиновые, пластмассовые или комбинированные виброизоляторы либо виброизоляторы, снабженные специальными демпфирующими устройствами.



ε — скорость нарастания или убывания числа оборотов машины, Гц/с; f_z — частота собственных колебаний машины, Гц; $a_{\max}$ — максимальная амплитуда колебаний машины при ее пуске или остановке, см; a_{0z} — амплитуда вертикальных колебаний машины при рабочем режиме, см

Рисунок 10.5 – График для определения требуемой величины коэффициента неупругого сопротивления γ_v , характеризующего затухание виброизоляции

Если демпфирование виброизолированной системы определяется силами сухого трения, то коэффициент γ_B вычисляется по формуле

$$\gamma_B = \frac{4F_z^*}{\pi K_z a_{\max}}, \quad (10.18)$$

где F_z^* – величина результирующей силы сухого трения, действующей на виброизолированную установку;

K_z – жесткость всех виброизоляторов по направлению оси Z_0 .

Сила F_z^* определяется экспериментальным путем или вычисляется по закону Кулона.

10.4.8 Виброизоляторы следует располагать в плане таким образом, чтобы их центр жесткости находился на одной вертикали с центром тяжести установки, т. е. координаты центра жесткости x_k и y_k равнялись соответствующим координатам центра тяжести x_0 и y_0 . В этом случае статическая осадка всех виброизоляторов одинакова. Это условие всегда выполняется при симметричном расположении в плане одинаковых виброизоляторов относительно центра тяжести установки. Необходимо стремиться к уменьшению расстояния по высоте между центром жесткости виброизоляторов и центром тяжести установки. При совпадении этих центров поступательные и вращательные колебания виброизолированной установки становятся независимыми. Подбор параметров такой виброизоляции достаточно прост, однако ее практическое осуществление в большинстве случаев вызывает затруднения. При применении комбинированных виброизоляторов, необходимо, кроме того, выполнение условия, чтобы центр жесткости стальных пружин и центр жесткости резиновых элементов находились на одной вертикали. Виброизоляторы, обладающие осевой симметрией упругих характеристик, следует располагать таким образом, чтобы их оси симметрии были параллельны между собой.

10.4.9 При проектировании виброизоляции следует учитывать, что расположение виброизоляторов влияет на частоты собственных вращательных колебаний изолируемой машины; удаление виброизоляторов в любом направлении от центра тяжести изолируемой установки повышает, а приближение их к центру тяжести понижает эти частоты.

Координаты центра жесткости виброизоляторов в плоскости XU определяются формулами:

$$x_k = \frac{1}{K_z} \sum_{i=1}^n K_{zi} x_i, \quad y_k = \frac{1}{K_z} \sum_{i=1}^n K_{zi} y_i. \quad (10.19)$$

Вертикальную координату центра жесткости виброизоляторов определяют по одной из формул¹⁾

¹⁾ Как правило, жесткости виброизоляторов K_{xi} , K_{yi} и K_{zi} удовлетворяют условию $K_{xi} = \alpha K_{yi} = \beta K_{zi}$, где α и β – постоянные величины. Если это условие не выполняется, то равнодействующие реакции, возникающих в виброизоляторах при перемещениях изолируемой установки по направлению координатных осей, не будут пересекаться в одной точке. В последнем случае центры жесткости определяют отдельно для каждой координатной плоскости.

$$z_k = \frac{1}{K_y} \sum_{i=1}^n K_{yi} z_i, \quad z_k = \frac{1}{K_x} \sum_{i=1}^n K_{xi} z_i, \quad (10.20)$$

где K_{xi} , K_{yi} и K_{zi} – жесткости i -го виброизолятора в направлении осей X , Y , Z ;
 x_i , y_i , z_i – координаты центра жесткости i -го виброизолятора в той же системе координат X , Y , Z ;
 n – число виброизоляторов.

Координаты центра тяжести установки определяются по формулам:

$$x_0 = \frac{1}{Q} \sum_{i=1}^n Q_i x_i, \quad y_0 = \frac{1}{Q} \sum_{i=1}^n Q_i y_i, \quad z_0 = \frac{1}{Q} \sum_{i=1}^n Q_i z_i, \quad (10.21)$$

где Q_i – вес i -го элемента установки;

x_i , y_i , z_i – координаты центра тяжести i -го элемента установки в системе координат X , Y , Z ;

n – число элементов установки.

10.4.10 Если изолируемая установка имеет плоскость, ось или центр симметрии, то центр тяжести установки лежит соответственно в плоскости симметрии, на оси симметрии или в центре симметрии. В тех случаях, когда углы наклона виброизолированной установки, вызванные временными статическими нагрузками, ограничиваются условиями эксплуатации, для их определения следует пользоваться формулами:

$$\varphi_{ctx} = \frac{M_{ctx}}{K_{\varphi x}}, \quad \varphi_{cty} = \frac{M_{cty}}{K_{\varphi y}}, \quad \varphi_{ctz} = \frac{M_{ctz}}{K_{\varphi z}}, \quad (10.22)$$

где $K_{\varphi x} = \sum_{i=1}^n K_{zi} y_{ki}^2 + \sum_{i=1}^n K_{yi} z_{ki}^2$;

$$K_{\varphi y} = \sum_{i=1}^n K_{xi} z_{ki}^2 + \sum_{i=1}^n K_{zi} x_{ki}^2;$$

$$K_{\varphi z} = \sum_{i=1}^n K_{yi} x_{ki}^2 + \sum_{i=1}^n K_{xi} y_{ki}^2,$$

φ_{ctx} , φ_{cty} , φ_{ctz} – углы наклона установки при статическом действии нагрузок соответственно относительно осей X_k , Y_k , Z_k , проходящих через центр жесткости виброизоляторов;

$K_{\varphi x}$, $K_{\varphi y}$, $K_{\varphi z}$ – угловые жесткости всех виброизоляторов относительно осей X_k , Y_k , Z_k ;

K_{xi} , K_{yi} , K_{zi} – жесткости i -го виброизолятора в направлении осей X_k , Y_k , Z_k ;

x_{ki} , y_{ki} , z_{ki} – координаты центра жесткости i -го виброизолятора в системе координат X_k , Y_k , Z_k ;

n – общее число виброизоляторов;

M_{ctx} , M_{cty} , M_{ctz} – моменты действующих статических сил относительно осей X_k , Y_k , Z_k .

П р и м е ч а н и е – В формулах (10.19), (10.20) и (10.22) не учитывается жесткость подволок к виброизолированной установке, поскольку они всегда должны быть гибкими. Если же общая жесткость подволок превышает 1/4 суммарной жесткости виброизоляции, то ее следует учитывать в расчете. Общая жесткость подволок в простейших случаях может быть найдена по жесткости отдельных подволок расчетным путем, а в сложных случаях из сравнения данных статических или динамических испытаний виброизолированной установки без подволок и с подводками.

10.4.11 Если величина одного из определяемых по формулам (10.22) углов окажется больше допускаемой, то следует увеличить соответствующие угловые жесткости, изменив расположение виброизоляторов или увеличив их жесткость. В случае увеличения общей угловой жесткости виброизоляторов надо увеличить массу изолируемой установки, причем таким образом, чтобы частоты собственных колебаний ее удовлетворяли 10.4.2. Ограничение перемещений виброизолируемой установки при действии временных статических нагрузок может быть также достигнуто применением упругих ограничителей, устанавливаемых параллельно виброизоляторам с зазором между горизонтальными опорными плоскостями ограничителей и виброизоляторов.

10.4.12 Если изолируемое оборудование с амплитудой возмущающей силы, не превышающей 100 кг, устанавливается на постамент, вес которого больше веса самого оборудования, то частоты собственных поступательно-вращательных колебаний можно не определять в случае, когда жесткость виброизоляторов под нагрузкой в горизонтальном направлении не больше их жесткости в вертикальном направлении, т. е. $K_x \leq K_z$ и $K_y \leq K_z$ и расстояние S по вертикали между центром тяжести изолируемой установки (вместе с постаментом) и центром жесткости виброизоляторов отвечает условию

$$S \leq 0,004\alpha_z^2 l_{\min}, \quad (10.23)$$

где $l_{\min}$ – наименьший размер постамента в плане, $\alpha_z = \frac{\omega_0}{\omega_z}$, а ω_0 и ω_z – соответственно круговые частоты вынужденных и собственных вертикальных колебаний установки.

При расположении центра тяжести виброизолированной установки и центра жесткости виброизоляторов на одной вертикали частоты собственных колебаний установки определяются по формулам:

- при вертикальных колебаниях

$$\omega_z = \sqrt{\frac{K_z}{m}}, \quad (10.24)$$

- при колебаниях в плоскости X_0Z_0

$$\omega = \sqrt{A \pm \sqrt{A^2 - b_{yx}^2}}, \quad (10.25)$$

где $\omega_x = \sqrt{\frac{K_x}{m}}$, $A = \frac{1 + b_{yx}^2 + d_y^2}{2}$,

$$b_{yx}^2 = \frac{L_{yx}^2}{R_y^2}, \quad d_y^2 = \frac{S^2}{R_y^2}, \quad L_{yx}^2 = \frac{K_{\phi y}}{K_x};$$

- при колебаниях в плоскости Y_0Z_0

$$\omega = \omega_{y0} \sqrt{B \pm \sqrt{B^2 - b_{xy}^2}}, \quad (10.26)$$

где $\omega_y = \sqrt{\frac{K_y}{m}}$, $B = \frac{1 + b_{xy}^2 + d_x^2}{2}$,

$$b_{xy}^2 = \frac{L_{xy}^2}{R_x^2}, \quad d_x^2 = \frac{S^2}{R_x^2}, \quad L_{xy}^2 = \frac{K_{\phi x}}{K_y};$$

- при колебаниях в плоскости X_0Y_0 относительно вертикальной оси, проходящей через центр тяжести установки

$$\omega_{\varphi z} = \sqrt{\frac{K_{\varphi z}}{J_{0z}}}. \quad (10.27)$$

В формулах (10.24)–(10.26) приняты следующие обозначения:

$R_x = \sqrt{\frac{J_{0x}}{m}}$, $R_y = \sqrt{\frac{J_{0y}}{m}}$ – радиусы инерции установки соответственно

относительно осей X_0 и Y_0 , проходящих через ее центр тяжести, см;

J_{0x} , J_{0y} , J_{0z} – см. 10.4.4;

L_x , L_y – приведенные плечи жесткости соответственно в плоскостях Y_0Z_0 и X_0Z_0 , см;

S – расстояние между центром тяжести установки и центром жесткости виброизоляторов по вертикали;

$K_{\varphi x}$, $K_{\varphi y}$, $K_{\varphi z}$ – см. 10.4.10;

K_x , K_y , K_z – определяют по формулам (10.12);

K_{xi} , K_{yi} , K_{zi} – см. 10.4.5.

Отношение частоты возмущающего воздействия к любой из определяемых по формулам (10.25), (10.26) и (10.27) частот собственных колебаний установки должно быть больше 2,5¹⁾. При этом необходимо выполнять требования 10.4.2 относительно величины α_z . Если какая-либо частота собственных колебаний не удовлетворяет указанному требованию, то ее следует понизить, осуществив для этого одно или несколько следующих мероприятий:

а) уменьшить жесткость виброизоляторов;

б) уменьшить расстояние S ;

в) уменьшить приведенные плечи жесткости (приближением в плане виброизоляторов к центру жесткости);

г) увеличить моменты инерции установки путем добавления дополнительных масс и удаления их от общего центра тяжести.

10.4.13 Динамические нагрузки, передающиеся виброизолированным оборудованием на поддерживающую (несущую) конструкцию, определяют при:

а) рабочем режиме машины;

б) режиме прохождения через резонанс во время пуска или остановки машины;

в) включении тока и коротком замыкании (в электрических машинах).

При статическом расчете поддерживающей конструкции должен учитываться вес виброизолированного оборудования. При рабочем режиме виброизолированного оборудования динамические нагрузки, действующие

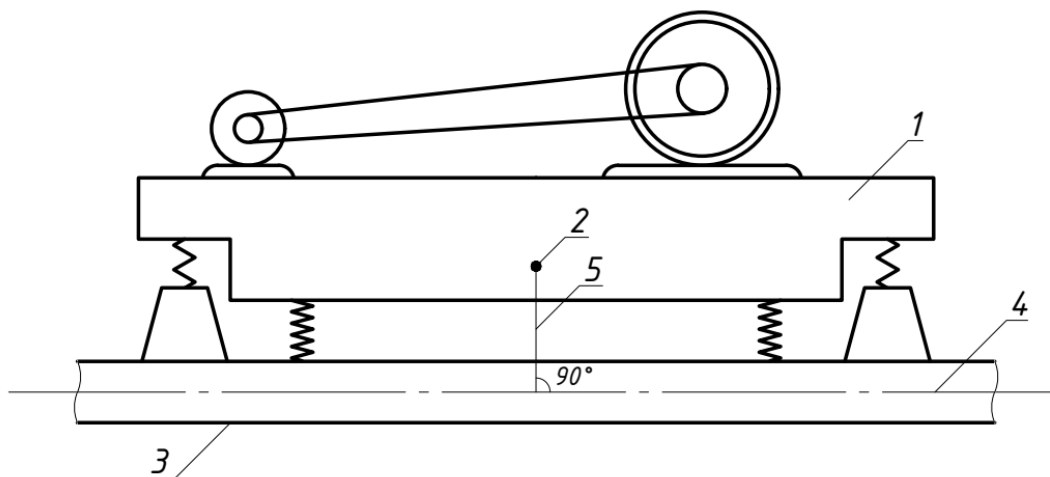
¹⁾ Требование не распространяется на виброизоляцию, выполняемую по схеме, приведенной на рисунке 10.3, г. Для этой схемы частоты собственных колебаний определяются по формулам (10.14)–(10.15), а коэффициенты α_x , α_y и α_z – по формулам (10.4).

на поддерживающую конструкцию, определяются как совокупность сил, передающихся через i -й виброизолятор с учетом разности фаз этих сил. Амплитуды проекций на оси X_0, Y_0, Z_0 возмущающей силы P и передающейся через i -й виброизолятор, находятся по формулам:

$$\begin{aligned} P_{xi} &= a_{xi} K_{xi}, \\ P_{yi} &= a_{yi} K_{yi}, \\ P_{zi} &= a_{zi} K_{zi}, \end{aligned} \quad (10.28)$$

где a_{xi}, a_{yi}, a_{zi} – амплитуды вынужденных колебаний в точке пересечения оси i -го виброизолятора с опорной поверхностью изолируемой установки.

Если расстояние между крайними виброизоляторами в направлении длины элемента несущей конструкции меньше $1/5$ пролета этого элемента, то совокупность возмущающих сил изолированной установки, передающихся через все виброизоляторы, приближенно можно заменять сосредоточенной возмущающей силой с амплитудой P_k и моментом с амплитудой M_k приложенными в центре жесткости виброизоляторов. При этом центр жесткости виброизоляторов считается условно соединенным с поддерживающей конструкцией абсолютно жестким стержнем, заделанным в эту конструкцию. Направление стержня принимается перпендикулярным к оси или плоскости элемента поддерживающей конструкции как схематично показано на рисунке 10.6.



1 – виброизолируемая установка; 2 – центр жесткости виброизоляторов; 3 – поддерживающая конструкция; 4 – ось поддерживающей конструкции; 5 – условный абсолютно жесткий стержень

Рисунок 10.6 – Схема для расчета поддерживающей конструкции на действие возмущающих сосредоточенных сил и моментов

Амплитуды проекций возмущающей силы на оси координат вычисляются в этом случае по формулам:

$$P_{kx} = a_{kx} K_x;$$

$$\begin{aligned} P_{ky} &= a_{ky} K_y; \\ P_{kz} &= a_{kz} K_z, \end{aligned} \quad (10.29)$$

где a_{xk} , a_{yk} , a_{zk} – амплитуды вынужденных колебаний точки приложения силы с амплитудой P_k в направлении осей координат;

K_x , K_y , K_z определяют по формулам (10.11).

10.4.14 Если центр жесткости виброизоляторов расположен вблизи опоры, то допускается учитывать только горизонтальные силы с амплитудами P_{kx} и P_{ky} . Если виброизолированная установка вызывает изгибные колебания несущей конструкции только в вертикальном направлении и центр жесткости виброизоляторов располагается близко к середине ее пролета, то можно учитывать только вертикальную составляющую сосредоточенной силы с амплитудой P_{kz} .

Амплитуды составляющих возмущающего момента с амплитудой M_k относительно осей координат, проходящих через центр жесткости виброизоляторов, определяются по формулам:

$$\begin{aligned} M_{kx} &= \varphi_{0x} K_{\varphi x}; \\ M_{ky} &= \varphi_{0y} K_{\varphi y}; \\ M_{kz} &= \varphi_{0z} K_{\varphi z}. \end{aligned} \quad (10.30)$$

В режиме прохождения через резонанс во время пуска или остановки машины наибольшая величина вертикальной возмущающей силы $\bar{P}_z$, которая передается поддерживающей конструкции через виброизоляторы, находится по формуле

$$\bar{P}_z = a_{\max} K_z, \quad (10.31)$$

где $a_{\max}$ – максимальная амплитуда вертикальных колебаний изолированной установки в пусковом или остановочном режиме, определяемая по графику, изображенному на рисунке 10.5;

K_z – суммарная жесткость виброизоляторов по оси Z_0 .

Для виброизолируемой установки, рассматриваемой как системы с одной степенью свободы, наибольшая величина возмущающей силы P_{kx} , которая передается поддерживающей конструкции в режимах пуска или остановки в направлении X , может быть также найдена по формуле¹⁾

$$\bar{P}_{kx} = P_x \sqrt{\left[\frac{f_1}{m_1} \mp \frac{1}{2 \left(1 + \frac{\bar{\omega}_0}{\omega_x} \right)} \right]^2 + \left(\frac{f_2}{m_1} \right)^2}, \quad (10.32)$$

где $\bar{\omega}_0 = \omega_x \left[1 \pm \frac{1}{(1 + 0,14 \gamma_B \sqrt{2\pi q})^2} \sqrt{\frac{3}{4q}} \right]$ – круговая частота возмущающей силы в момент достижения виброизолированной установкой наибольшей амплитуды колебаний. В формулах (10.31), (10.32) верхние знаки соответствуют пуску, а нижние – остановке машины;

¹⁾ Аналогично записываются формулы для P_{ky} и P_{kz} .

P_x – амплитуда возмущающей силы, развиваемой изолируемой машиной в направлении оси X ;

ω_x – частота собственных колебаний виброизолированной установки в направлении оси X ;

$$m_1 = \sqrt{\frac{1}{2\pi q} + \gamma_B^2}, \quad q = \frac{\omega_x^2}{(2\pi q)^2 \varepsilon}, \quad (10.33)$$

где ε – скорость нарастания или убывания оборотов машины, Гц/с;

γ_B – коэффициент неупругого сопротивления виброизоляторов;

f_1, f_2 – коэффициенты, зависящие от отношения γ_B / m_1 (таблица 10.2).

Т а б л и ц а 10.2 – Значения коэффициентов f_1 и f_2

γ_B / m_1	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
f_1	1,465	1,349	1,239	1,134	1,045	0,956	0,864	0,765	0,644	0,460	0
f_2	0,035	0,115	0,234	0,328	0,419	0,503	0,585	0,672	0,776	0,890	1

10.4.15 Уменьшение динамических нагрузок, передающихся на несущие конструкции, может быть достигнуто увеличением скорости нарастания или убывания числа оборотов машины в процессе пуска или остановки машины. Одним из способов уменьшения амплитуд колебаний виброизолированной установки может служить сокращение времени остановки машины (например, с помощью электрического торможения ит. п.). Частоту собственных колебаний виброизолирующей системы можно изменять путем автоматического включения или выключения дополнительных упругих элементов, масс или связей в системе. Возмущающие моменты, возникающие при включении тока или коротких замыканиях, можно определять, как статические моменты, равные двукратным величинам соответственно пускового момента или момента при коротком замыкании. Эти моменты полностью передаются поддерживающей конструкции через виброизоляторы или ограничители колебаний, если они имеются.

10.4.16 Для активной и пассивной виброизоляции инженерного оборудования рекомендуется применять преимущественно (там, где это возможно) виброизоляторы, серийно выпускаемые промышленностью. Данные о динамических нагрузках, создаваемых оборудованием, необходимые для расчета виброизоляции, принимают в соответствии с заданием, которое выдается технологической организацией, и паспортными данными; если таких данных нет, их назначают согласно СП 413.1325800. Предельные значения нагрузок, передаваемых виброизолированным оборудованием на поддерживающие их перекрытия зданий, а также другие данные, связанные с расчетом перекрытий и применяемые при расчете виброизоляции, принимают в соответствии с СП 413.1325800.

10.4.17 Требования к нормированию параметров вибрации и уровней шума в помещениях жилых и общественных зданий, палатах больниц и санаториев устанавливают в соответствии с СН 2.2.4/2.1.8.566 и СН 2.2.4/2.1.8.562. Выбор нормируемых параметров и допустимых значений осуществляют с учетом временного характера нормируемого фактора.

Требования к нормированию параметров вибрации и уровней шума для рабочих мест в общественных зданиях устанавливают в соответствии с СанПиН 2.2.4.3359 для рабочей смены с учетом времени воздействия нормируемого фактора.

10.4.18 При бесфундаментной установке машин на полы жилых, общественных и промышленных зданий расчет последних на усилия, передаваемые машинами, выполняют с применением действующих нормативных документов. Возможны два варианта исполнения виброизоляции: заводской, когда оборудование выпускают в комплекте с виброизоляционными устройствами, и строительно-монтажный, при котором виброизоляцию осуществляет строительная организация по проекту, выполненному в процессе строительного проектирования. Если динамический расчет здания (сооружения) на воздействие виброизолированной машины показывает, что заводской вариант виброизоляции не удовлетворяет требованиям надлежащего снижения динамических усилий, передаваемых на конструкции, то производится перерасчет виброизоляции. Для строительно-монтажного варианта всегда необходим расчет виброизоляции.

10.4.19 Виброизоляция оборудования, выполненная в соответствии с рекомендованными правилами, гарантирует заданное снижение соответствующих расчетных величин динамических усилий, перемещений и других параметров. Применение виброизоляции без предварительного расчета недопустимо, так как ее эффективность может быть существенно снижена, и нет гарантии, что вместо положительного эффекта не ухудшатся условия эксплуатации машины и сооружения.

10.5 Расчет структурного шума

Эффективность штатных (внутренних) виброизоляторов вентиляционных установок, холодильных машин, насосов и т. п. не всегда соответствует расчетным данным, поэтому существует остаточная вибрация (динамическая сила), которая распространяется на строительные конструкции под этими агрегатами и далее на ограждающие конструкции изолируемых помещений. В результате в помещениях возникает структурный шум.

Октавные уровни звуковой мощности структурного шума, излучаемого в помещение машиной, установленной на пружинные виброизоляторы, можно приближенно определить по формулам (40) и (41) СП 271.1325800.2016:

- при расположении над изолированным помещением

$$L_{W_c} = L_{W_b} + 10 \lg(Z_c/Z_{\text{пер}}) - R + 38; \quad (10.34)$$

- при расположении в вентиляционной камере вне пределов перекрытия над изолируемым помещением

$$L_{W_c} = L_{W_b} + 10 \lg(Z_c S/Z_{\text{пер}} S_b) - R + 38; \quad (10.35)$$

где L_{W_b} – октавный уровень звуковой мощности воздушного шума, излучаемого машиной в техническое помещение, дБ;

Z_c – суммарное волновое сопротивление пружин, на которых установлена машина, Н·с/м;

$Z_{\text{пер}}$ – входной импеданс перекрытия (несущей плиты, при отсутствии пола на упругом основании, плиты пола – при его наличии), Н·с/м;

S_y – условная площадь перекрытия над изолируемым помещением, м^2 ; $S_y = S_1$ при $S_1 > S_u / 4$; $S_y = S_u / 4$ при $S_1 < S_u / 4$, или если вентиляционная камера не находится над изолируемым помещением, но имеет одну общую с ним стену;

S_1 – площадь технического помещения над изолируемым помещением, м^2 ;

S_n – площадь изолируемого помещения, м^2 ;

S_b – общая площадь технического помещения, м^2 ;

R_0 – собственная изоляция воздушного шума перекрытием, дБ.

Если машина установлена на полу на упругом основании, собственная изоляция воздушного шума перекрытием с полом на упругом основании определяется по формуле

$$R_0 = R_n + \Delta R, \quad (10.36)$$

где R_n – собственная изоляция воздушного шума несущей плитой перекрытия, дБ;

ΔR_0 – дополнительная собственная изоляция воздушного шума перекрытием с полом на упругом основании, дБ.

11 Методы и средства снижения аэродинамического, воздушного и структурного шума

11.1 Общие требования

При проектировании систем ОВК в зданиях следует:

- предусматривать технические этажи, исключая расположение технических помещений с оборудованием (вентиляционных камер, насосных, хладоцентров и т. п.) смежно (по вертикали и горизонтали) с помещениями, требующими повышенной защиты от шума. К ним относятся, в первую очередь, операционные, палаты больниц, жилые, а также офисные помещения. Это требование установлено в пункте 11.21 СП 51.13330.2011 и пункте 4.4 СП 271.1325800.2016. В противном случае усложняется задача изоляции воздушного шума, излучаемого оборудованием в технические помещения, и структурного шума, возникающего в смежных с ними помещениях под воздействием вибрации оборудования, распространяющейся по строительным конструкциям;

- осуществлять необходимую защиту помещений зданий и прилегающей территории застройки от шума оборудования ОВК на основе результатов акустических расчетов, применяя комплекс существующих строительно-акустических мероприятий, включающий методы звукоизоляции, виброизоляции, звукопоглощения, экранирования шума и установку глушителей;

- предусматривать в зданиях свободные объемы для размещения средств снижения шума и проектировать технические помещения размерами, обеспечивающими возможность расположения оборудования (например, вентиляционных установок, насосов, холодильных машин) подальше от ограждений.

11.2 Снижение аэродинамического шума

11.2.1 Рекомендации по выбору параметров системы

Для создания малошумной системы следует:

- выбирать вентиляторы с наименьшими удельными октавными уровнями звуковой мощности и обеспечивать их работу в режиме максимального КПД, снижать сопротивление сети и не применять вентиляторы (вентиляционные установки), создающие избыточное давление и расход воздуха, обеспечивать плавный подвод воздуха к входному патрубку;

- ограничивать скорости движения воздуха в путевой арматуре систем ОВК и в воздухораспределительных устройствах в сетях до величины, обеспечивающей уровни шума, генерируемого регулирующими и воздухораспределительными устройствами, в пределах допустимых значений в обслуживаемых помещениях; использовать воздухораспределительные устройства с минимальными значениями коэффициента местного сопротивления;

- располагать вентиляционные системы так, чтобы при обслуживании двух-трех помещений различного назначения одним магистральным воздухопроводом ближайшие к вентилятору воздухораспределители обслуживали помещения с более высокими допустимыми уровнями шума, а воздухораспределители, удаленные от вентилятора, с более низкими;

- исключать расположение магистральных (транзитных) воздухопроводов в помещениях, к которым предъявляют высокие требования по фактору шума, а также установку в одном воздуховоде последовательно более четырех-пяти воздухораспределителей, поскольку при таком варианте расположения давление воздуха перед первым воздухораспределителем достаточно высокое и может возникать необходимость в установке дросселирующего устройства с большим коэффициентом местного сопротивления, а это приведет к увеличению создаваемого шума.

Следует учитывать, что наилучший, с точки зрения энергетической эффективности, режим работы – наименее шумным. Малошумная вентиляционная установка обычно включает в себя: воздухопроводы с большим поперечным сечением, умеренными радиусами поворота, с раскатателями потока, камеры выравнивания давления до и после вентилятора, глушители шума. Разработка такой системы экономически более эффективна, чем последующие затраты на вибро- и звукоизоляцию конструкций здания с целью выполнения установленных требований по шуму и вибрации [2], [14].

Воздуховоды прямоугольного сечения имеют гораздо меньшую звукоизоляцию, чем круглые, поэтому их не следует располагать вблизи легких стен или в пространствах под подвесными потолками. Воздуховод необходимо проектировать таким образом, чтобы обеспечивать в нем воздушный поток с минимальными потерями давления. Для этого следует избегать резких изгибов и поворотов, прежде всего, основного (магистрального) воздуховода.

Основное средство снижения аэродинамического шума, распространяющегося по воздуховодам, – глушители.

11.2.2 Характеристики различных типов глушителей и рекомендации по их проектированию, замене звукопоглощающего материала, выбору размеров, мест установки, определению гидравлического сопротивления

Существует множество типов глушителей, из которых наиболее широкое практическое применение находят абсорбционные глушители (трубчатые, цилиндрические, пластинчатые, каналные) и, облицованные изнутри звукопоглощающими материалами, каналы (глушители типа «облицованный канал»). В особых условиях, например, в вытяжных системах горячих цехов, применяются камерные глушители без внутренней звукопоглощающей облицовки.

Тип и конструкцию глушителя следует подбирать в зависимости от назначения системы, требуемого снижения уровня шума, размера воздуховода в месте установки глушителя, допустимой скорости воздуха и предельно допустимого гидравлического сопротивления в сети [2], [15].

Трубчатые глушители (круглые и прямоугольные) эффективны в воздуховодах с поперечными размерами до 450–500 мм. Они представляют собой участки воздуховодов (каналов) круглого или прямоугольного сечения со звукопоглощающими стенками, свободное сечение такого глушителя равно сечению воздуховода, в котором он устанавливается. Для сохранения формы канала и предотвращения выдувания звукопоглощающего материала (ЗПМ) потоком воздуха служит достаточно прозрачное для звука покрытие. Это могут быть тонкие ПВХ-покрытия и стеклоткани с перфорированным металлическим листом или без него.

Затухание в трубчатом глушителе зависит от длины активной части, периметра проходного сечения, равного периметру воздуховода, толщины слоя ЗПМ и коэффициента звукопоглощения ЗПМ, зависящего от его физико-механических свойств. При увеличении слоя ЗПМ эффективность трубчатого глушителя возрастает на низких частотах (наиболее важный с точки зрения шумоглушения диапазон). Поэтому для обеспечения требуемого снижения шума бывает достаточно, например, вместо глушителя длиной 1 м и толщиной слоя ЗПМ 50 мм установить глушитель длиной 0,5 м, но толщиной слоя ЗПМ 100 мм.

Для увеличения затухания звука в воздуховодах с большими поперечными размерами прибегают к равномерному распределению ЗПМ по

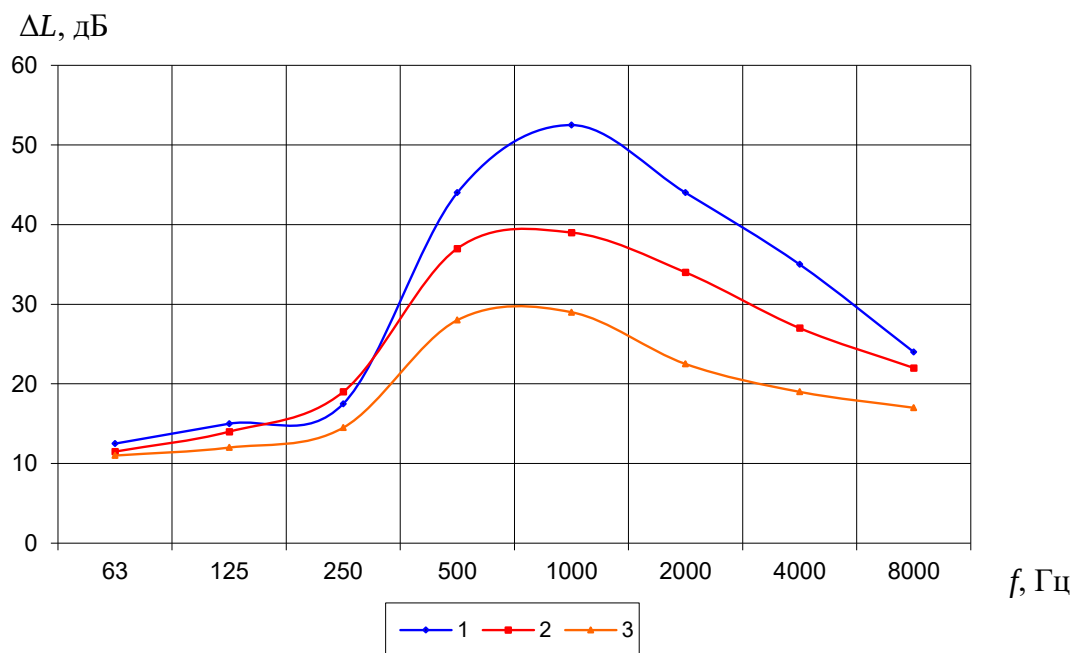
их сечению. Этот принцип применен в пластинчатых глушителях. Толщина пластин $2d_0$ и расстояние между ними 2δ часто сохраняются по всему сечению канала. Исключение составляет расстояние между крайней пластиной и корпусом (кожухом) глушителя. При схеме с крайними пластинами, установленными вплотную к стенкам корпуса, их толщина должна быть равной половине толщины других пластин δ .

Эффективность пластинчатого глушителя $\Delta L_{\text{гл}}$ зависит от физико-механических свойств ЗПМ, величины его сопротивления продуванию, типа и толщины слоя ЗПМ, расстояния между поглощающими поверхностями и от других параметров. В то же время она практически не зависит от количества пластин, а также от их высоты и схемы расширения воздухопровода для глушителя [15]. С увеличением толщины и расстояния между пластинами, в определенных пределах, область максимального затухания смещается в сторону более низких частот. Количество, высота пластин и каналов для воздуха определяются из условия равенства свободного сечения глушителя и сечения воздухопровода, в котором глушитель установлен. Для удовлетворения этого условия канал следует расширять, как минимум, в два раза. Данное условие обеспечивает минимальное гидравлическое сопротивление, создаваемое глушителем, соответственно – минимальное шумообразование в нем. Дополнительного снижения гидравлического сопротивления добиваются путем установки на торцы пластин обтекателей (полуцилиндров) на входе в глушитель и выходе из него.

Зависимость эффективности пластинчатого глушителя от расстояния между пластинами $2d_0$ показана на рисунке 11.1. В глушителях длиной 2000 мм применялись пластины с защитным слоем ЗПМ (из матов супертонкого стекловолокна, $\rho_{\text{зпм}} = 20 \text{ кг/м}^3$) из стеклоткани марки ЭЗ–100 и перфорированного листа (диаметр отверстий 6 мм, шаг 12 мм).

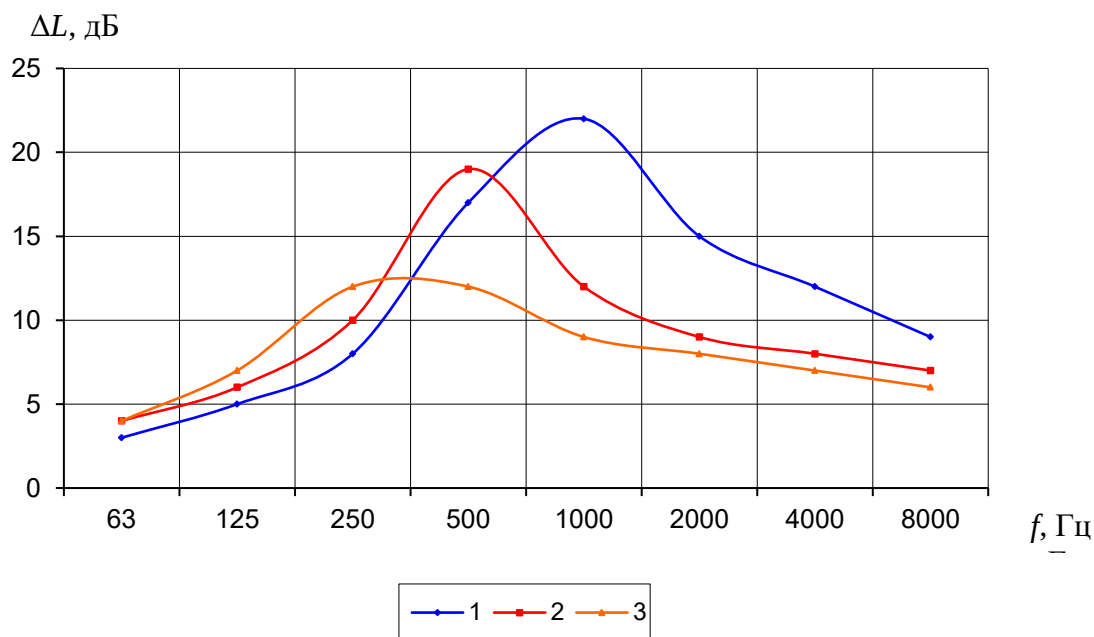
На рисунке видно, что с уменьшением $2d_0$, т. е. с уменьшением фактора свободной площади глушителя $\phi_{\text{св}}$, она возрастает. Фактор свободной площади – это относительное свободное сечение глушителя, %. Если расстояние между пластинами $2d_0$ остается неизменным, а толщина пластин 2δ увеличивается (при $\phi_{\text{св}} = \text{const}$), область максимального затухания смещается в сторону более низких частот (рисунок 10.2). Видно, что по мере увеличения толщины пластин эффективность глушителя увеличивается в низкочастотном диапазоне частот.

Приведенные на рисунке 11.2 данные получены по результатам испытаний трех пластинчатых глушителей с активной частью длиной 980 мм. Толщина пластин: 100, 200 и 400 мм, расстояние между пластинами соответственно 100, 200 и 400 мм. ЗПМ–маты БСТВ (плотность $12,6 \text{ кг/м}^3$). Защитное покрытие ЗПМ от выдувания и механических повреждений – стеклоткань типа ЭЗ-100 + перфорированный стальной оцинкованный лист с отверстиями диаметром 10 мм (процент перфорации 20 %).



1 – $2d_0 = 100$ мм, $\varphi_{св} = 50$ %; 2 – $2d_0 = 166$ мм, $\varphi_{св} = 64$ %; 3 – $2d_0 = 300$ мм, $\varphi_{св} = 75$ %

Рисунок 11.1 – Изменение эффективности пластинчатого глушителя в зависимости от расстояния между пластинами



1 – $2\delta = 100$ мм; 2 – $2\delta = 200$ мм; 3 – $2\delta = 400$ мм

Рисунок 11.2 – Изменение эффективности пластинчатого глушителя шума в зависимости от толщины пластин

С увеличением плотности ЗПМ ($\rho_{зпм}$) и связанного с ней сопротивления продуванию r максимум эффективности уменьшается по абсолютной

величине, однако область высоких значений $\Delta L_{\text{гл}}$ резко расширяется в обе стороны. Дальнейшее увеличение плотности ЗПМ ведет к увеличению реактивной составляющей акустического импеданса слоя материала и тем самым к снижению эффективности в диапазоне низких и средних частот и к некоторому ее повышению на высоких частотах [15].

Для заданной толщины поглощающего слоя существует оптимальное значение сопротивления продуванию $r_{\text{опт}}$ конкретного материала, которому соответствует область высоких значений эффективности глушителя $\Delta L_{\text{гл}}$. В частности, для локально реагирующего и изотропного слоя материала толщиной 250 мм из супертонкого стеклянного волокна (СТВ) и ультратонкого базальтового волокна (БСТВ) $r_{\text{опт}}$ составляет около $0,23 \text{ см}^{-1}$. Это соответствует объемной плотности $18\text{--}21 \text{ кг/м}^3$ при диаметре волокна $1\text{--}3 \text{ мкм}$. Для очень рыхлых ($\rho_{\text{зпм}} = 5 \text{ кг/м}^3$) волокнистых материалов величина r в продольном направлении влияет на величину $\Delta L_{\text{гл}}$ только в резонансной области частот. С увеличением $\rho_{\text{зпм}}$ пик эффективности уменьшается по абсолютной величине и сдвигается в сторону высоких частот [15].

Волокнистые ЗПМ типа СТВ, БСТВ и другие могут применяться в глушителях только с акустически прозрачными защитными покрытиями. Наиболее распространенными покрытиями, применявшимися несколько десятилетий, были металлические перфорированные листы в сочетании со стеклотканями, пленками или с тонким слоем войлока ПВХ. Акустические свойства перфорированного покрытия (листа) характеризуются импедансом (его действительной и мнимой компонентами) или его эффективной массой, величина которой зависит от диаметра отверстий, их шага и толщины листа.

В прямоугольных воздуховодах с поперечными размерами до $800 \times 500 \text{ мм}$ пригодны так называемые канальные глушители. Это, по сути, пластинчатые глушители с одной пластиной толщиной, равной половине меньшего размера поперечного сечения прямоугольного воздуховода.

Эффективность глушителей и воздуховодов, облицованных изнутри ЗПМ, определяют опытным путем на специальных стендах и приводят в их паспортах или каталогах. Акустические характеристики ряда абсорбционных глушителей, определенные на испытательном стенде НИИСФ РААСН, содержатся в приложении Б.

В системах ОВК рекомендуется предусматривать:

- центральные глушители, устанавливаемые непосредственно у вентиляторов, если рациональным выбором параметров системы, ее соответствующей компоновкой или применением малошумного вентилятора нельзя добиться уровня звукового давления, не превышающего допустимый уровень для данного помещения, зоны или объекта;
- глушители после дросселирующих устройств и концевые глушители перед вводом воздуховодов в обслуживаемое системой помещение, если шумообразование в сети превышает допустимые значения.

П р и м е ч а н и е – Концевые глушители нередко требуются для устранения передачи звука по общему воздуховоду из одного в другое помещение (для устранения так называемого телефонного эффекта).

Тип глушителя подбирается, в основном, исходя из поперечных размеров воздуховодов, в которые они устанавливаются. Размер (длина) абсорбционного глушителя любого типа определяется (подбирается) путем сравнения его эффективности в октавных полосах частот с величиной зависящего от частоты требуемого снижения шума в точке наблюдения, определенного по результатам расчета или измерения. Октавные значения эффективности глушителя должны быть при этом не ниже соответствующих значений требуемого снижения шума. Примеры определения значений требуемого снижения шума по результатам выполненных акустических расчетов типовых вентиляционных систем приведены в приложении Д.

П р и м е ч и е – Когда требуется глушитель длиной более 3 м, его следует разбивать (делить) на 2–3 секции с расстоянием между ними не менее одной–двух длин таких секций. Эффективность одного глушителя (всех типов) длиной, например, 3 м меньше суммы эффективностей трех глушителей по 1 м, установленных на расстоянии 1–2 м друг от друга.

В серийно выпускаемых глушителях часто возникает необходимость вынужденной замены одного ЗПМ на другой. В таких случаях требуется прогнозировать эффективность глушителя с новым материалом.

11.2.3 Условия замены звукопоглощающего материала на равноценный по эффективности

Для прогнозирования эффективности глушителя с новым звукопоглощающим материалом (оценки его акустической эквивалентности существующему глушителю) [2] применяют выражение

$$\frac{\rho_1 q_{01}}{\rho_{B1} d_1} \cong \frac{\rho_2 q_{02}}{\rho_{B2} d_2}. \quad (11.1)$$

Оно позволяет по диаметру и плотности волокон нового ЗПМ определять его объемную плотность. Например, чтобы эффективность глушителя, где в качестве ЗПМ использована минеральная вата ($\rho_1 = 80 \text{ кг/м}^3$, $d_1 = 10 \text{ мкм}$, плотность материала волокна $\rho_{B1} = 2600 \text{ кг/м}^3$), не претерпела существенных изменений, при замене ее на стекловолокно марки «Изовер» ($d_2 = 5,5 \text{ мкм}$, $\rho_{B2} = 2450 \text{ кг/м}^3$), плотность нового ЗПМ ρ_2 должна быть около 40 кг/м^3 .

Выражение (11.1) получено на основе предпосылки, что волокнистый материал (1) плотностью ρ_1 , кг/м^3 , и диаметром волокна d_1 , мкм , является акустически эквивалентным материалу (2) плотностью ρ_2 и диаметром d_2 при условии равенства их импедансов, т. е.

$$Z_1 = Z_2. \quad (11.2)$$

Импеданс слоя толщиной l , расположенного на жестком основании определяется по формуле

$$Z = W \tanh(\gamma l), \quad (11.3)$$

где W – волновое сопротивление;

γ ($1/\text{м}$) – постоянная распространения звука в волокнистой среде.

Для решения равенства (11.2) используются эмпирические формулы для величин W и γ в их комплексной форме

$$W = 1 + Q - iQ; \quad (11.4)$$

$$\gamma = kQ(2+Q)/(1+Q) + ik(1+Q), \quad (11.5)$$

где $k = 2\pi f / c_0$ – волновое число ($1/\text{м}$);

f – частота звука, Гц;
 c_0 – скорость звука в воздухе, м/с;
 Q – безразмерная структурная характеристика, вычисляемая из выражения

$$Q = \frac{(1-H)q_0}{H} \sqrt{\frac{8\mu}{k\rho_0 c_0}}, \quad (11.6)$$

где $\mu = 185 \cdot 10^5$ – коэффициент динамической вязкости, Па·с;

ρ_0 – плотность воздуха, кг/м³;

q_0 – множитель, равный $q_0 = 1 + 0,25 \cdot 10^4 / (1 - H)^2$, $H = 1 - \rho / \rho_v$ – пористость,

ρ_v – плотность материала волокна, кг/м³.

11.2.4 Расчет аэродинамического сопротивления глушителя

Создаваемое глушителями в сети гидравлическое (аэродинамическое) сопротивление может быть определено путем измерения на специальных стендах или расчета на заданных скоростях потока воздуха. Аэродинамическое сопротивление глушителей ΔH , Па, рассчитывается по формуле

$$\Delta H = \left(\xi + \lambda \frac{l}{D_g} \right) \frac{\rho v^2}{2}, \quad (11.7)$$

где ξ – коэффициент местного сопротивления; для пластинчатых глушителей принимается по таблице 11.1 в зависимости от фактора свободной площади и конструктивных особенностей пластин, для трубчатых глушителей $\xi = 0$;

l – длина глушителя, м;

λ – коэффициент трения (таблица 11.2);

D_g – гидравлический диаметр, м;

ρ – плотность воздуха, кг/м³;

v – скорость воздуха в живом сечении глушителя, м/с.

Т а б л и ц а 11.1 – Коэффициент местного сопротивления глушителей

Фактор свободной площади $\varphi_{св} = F_{св} / F_{г}^*$	Коэффициент местного сопротивления ξ для пластин	
	с обтекателями на входе	без обтекателей
0,25	0,72	0,95
0,3	0,64	0,85
0,4	0,49	0,65
0,5	0,38	0,5
0,6	0,27	0,35
* Свободные площади поперечного сечения глушителя и поперечного сечения кожуха, в котором установлены пластины.		

Т а б л и ц а 11.2 – Коэффициент трения

Гидравлический диаметр глушителя D_g , м	0,1	0,2	0,4	0,6	1,0	$\geq 1,5$
Коэффициент трения, λ	0,06	0,05	0,04	0,03	0,025	0,025

Если глушитель устанавливается на конечном участке воздуховода перед помещением, то допустимую скорость воздуха в нем ориентировочно

можно принимать в зависимости от допустимого уровня звука в помещении (таблица 11.3).

Т а б л и ц а 11.3 – Допустимая скорость потока воздуха в концевом глушителе в зависимости от допустимого уровня звука в помещении

Допустимый уровень звука в помещении, дБА	25	30	40	50	55	70
Допустимая скорость воздуха в глушителе, м/с	2,5	3	5	7	9	14

11.2.5 Акустические возможности гибких воздуховодов

В практике проектирования и эксплуатации систем ОВК в жилых и общественных зданиях нашли широкое применение так называемые гибкие воздуховоды, имеющие перед традиционными металлическими воздуховодами преимущество в простоте, удобстве монтажа, а также при дефиците свободных объемов. Они применяются, в частности, для соединения металлических магистральных воздуховодов, входных и выходных патрубков доводчиков (фэнкойлов) с воздухораспределительными или воздухозаборными устройствами и располагаются, как правило, в пространстве между плитой перекрытия и подвесным потолком (в подпотолочном пространстве) в основных и вспомогательных помещениях указанных зданий.

Гибкие воздуховоды подразделяются на два типа: бескаркасные и каркасные. Гибкие бескаркасные воздуховоды (ГБВ) изготавливаются из эластомерных материалов или гофрированной алюминиевой фольги. Основой эластомерных воздуховодов может быть, например, вспененный полиэтилен, на внешнюю и внутреннюю поверхности которого для прочности и герметичности нанесено алюминиевое покрытие. Таким материалом является, в частности, «Пенофол».

Гибкие каркасные воздуховоды (ГКВ) – это разнообразные легкие многослойные конструкции, монтирующиеся на металлических спиралях – каркасах (рисунок 11.3) [16].



Рисунок 11.3 – Внешний вид и конструкция гибких воздуховодов

По результатам давно проведенных предварительных испытаний обоих типов гибких воздуховодов диаметром 200 мм и длиной 1–3 м зарубежных и отечественных производителей, выполненных на специальном стенде

НИИСФ РААСН, отмечены основные особенности их акустических и аэродинамических характеристик, которые заключаются в следующем.

Гибкие каркасные воздуховоды со звукопоглощающей облицовкой обладают значительными акустическими качествами и могут быть рекомендованы на конечных участках вентиляционных сетей для снижения шума дросселей и другой регулирующей поток арматуры. Ограничение для их применения – высокое гидравлическое сопротивление (из-за повышенной шероховатости) и соответственно высокая генерация аэродинамического шума (по сравнению с металлическими воздуховодами). Поэтому в тихих помещениях (с допустимыми уровнями звука менее 35 дБ А) они могут применяться при скорости потока не более 5 м/с.

Акустические качества гибких бескаркасных воздуховодов (из «Пенофола») существенно ниже, чем у каркасных. Однако они обладают невысокой шероховатостью, а потери давления и генерируемый в них шум ниже даже при более высоких скоростях потока. Кроме этого, Пенофол – материал, который легко поддается механической обработке, хорошо режется и склеивается. Из него можно изготавливать не только протяженные прямые участки и плавные повороты, но и различные фасонные элементы: тройники, крестовины, прямоугольные повороты.

Акустическая эффективность ГKB (величина снижения звуковой мощности) зависит в основном от их конструктивных параметров. В низкочастотном диапазоне (в октавах со среднегеометрическими частотами 63 и 125 Гц) она составляет 3–18 дБ, в диапазоне средних и высоких частот (до 2000 Гц) – от 25 до 38 дБ, а в диапазоне самых высоких частот 10–20 дБ. С уменьшением длины ГKB снижение шума уменьшается преимущественно в диапазоне средних и высоких частот. Эффективность ГKB длиной 3 м сопоставима с эффективностью трубчатого глушителя длиной 1,5 м и толщиной слоя ЗПМ 100 мм.

Акустическая эффективность ГБВ значительно ниже, чем у ГKB, но выше, чем у алюминиевых гофрированных воздуховодов. При этом максимум снижения уровня шума у них по сравнению с ГKB перемещается из октавы со среднегеометрической частотой 2000 Гц в октаву с соответствующей частотой 1000 Гц, а на ее частотной характеристике имеется провал в диапазоне высоких частот (2000, 4000 Гц). Увеличение диаметра ГБВ мало влияет на акустическую эффективность, а увеличение толщины стенки воздуховода с 8 мм до 16 мм приводит к ее снижению.

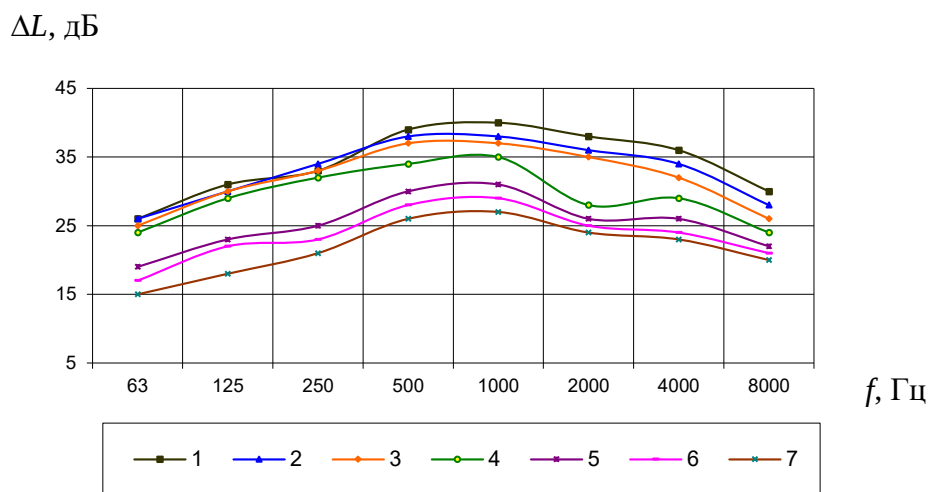
По результатам более поздних испытаний подобных воздуховодов отечественного производства получены новые достаточно интересные данные. Испытывались: гибкие каркасных теплоизолированные звукопоглощающие воздуховоды «Акустик эконом» (ГКВАЭ) длиной 1–3 м и диаметром от 100 до 350 мм и воздуховода гибкого неизолированного (ВГН) из гофрированной алюминиевой фольги диаметром 200 мм. Наименования изделий установлены изготовителем. Такие воздуховоды

применяются на теплосберегающих участках систем ОВК давлением не больше 3000 Па.

Конструкция ГКВАЭ включает: внутренний перфорированный воздуховод, теплоизоляцию (слой нетканого материала толщиной 25 мм, плотностью 16 кг/м³), обернутую полиэтиленовой пленкой, наружный кожух (многослойную алюминиевую фольгу) с армированным усилением.

В результате установлено следующее:

Гибкие каркасные теплоизолированные звукопоглощающие воздуховоды «Акустик эконом» обеспечивают весьма высокую акустическую эффективность (ΔL , дБ) – снижение звуковой мощности в широком диапазоне измеряемых частот при распространении по ним шума (рисунок 11.4). В диапазоне высоких частот эта эффективность не ниже, чем у соответствующих (по внутреннему сечению) трубчатых диссипативных глушителей, а в диапазоне низких частот значительно выше. Она существенно зависит не только от диаметра воздуховода (рисунок 11.4), но и от его длины во всем диапазоне измеряемых частот (рисунок 11.5).



1 – 102 мм; 2 – 127 мм; 3 – 160 мм; 4 – 203 мм; 5 – 254 мм; 6 – 315 мм; 7 – 354 мм

Рисунок 11.4 – Акустическая эффективность ГКВ длиной 3 м в зависимости от диаметра

Эффективность двух типов воздуховодов при равной длине (3 м) и внутреннем диаметре ($d = 200$ мм) значительно различается в диапазоне низких и средних частот (рисунок 11.6), где ее разница достигает 19–24 дБ. Вместе с тем, следует отметить, что в целом воздуховоды ВГН даже в отсутствие теплоизоляции обладают весьма высокими звукопоглощающими свойствами.

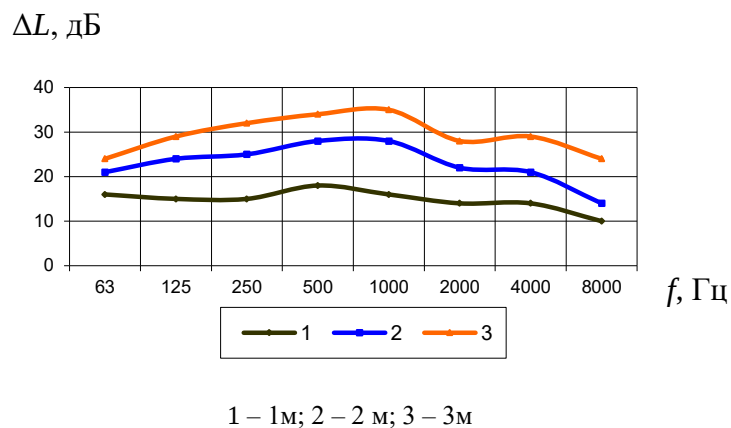


Рисунок 11.5 – Эффективность гибких каркасных воздуховодов диаметром 200 мм в зависимости от длины

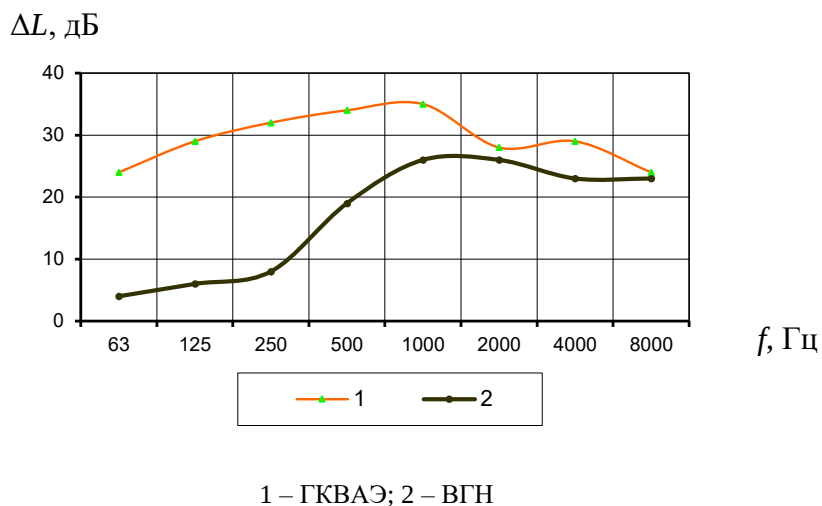
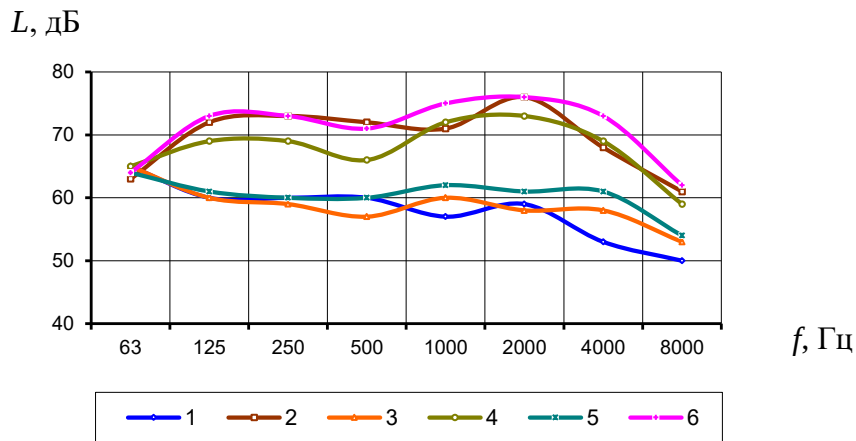


Рисунок 11.6 –Эффективность гибких воздуховодов двух типов длиной 3 м и диаметром 200 мм

Замена металлических испытательных каналов на соответствующие гибкие воздуховоды приводит к значительному повышению уровней излучаемого их стенками шума в окружающем пространстве (в подглушенном измерительном помещении). Этот важный факт, касающийся трех образцов ГКВАЭ, иллюстрирует рисунок 11.7. Его существование – свидетельство более низкой звукоизолирующей способности стенок ГКВАЭ по сравнению со стенками испытательных каналов (этот вывод в полной мере относится и к ВГН). О величине изменения излучаемой в окружающее пространство звуковой энергии при замене одних воздуховодов на другие, соответственно величине снижения изоляции воздушного шума, наглядное представление дают спектрограммы, приведенные на рисунке 11.8.

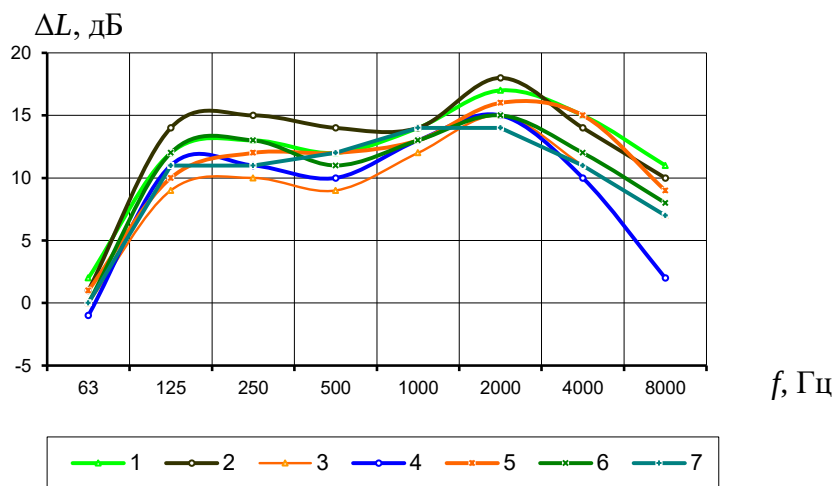
Уровни шума, излучаемые стенками гибких воздуховодов, естественно зависят от расположения измерительных точек по их длине. Наиболее

шумные – начальные участки (относительно источника звука), так как внутри них максимальная звуковая мощность, которая по мере распространения в этих воздуховодах затухает (снижается). При необходимости дополнительного снижения шума именно эти участки следует звукоизолировать.



1 – канал (100 мм); 2 – ГКВАЭ (103 мм); 3 – канал (160 мм); 4 – ГКВАЭ (163 мм); 5 – канал (315 мм); 6 – ГКВАЭ (317 мм)

Рисунок 11.7 – Уровни шума вокруг металлических испытательных каналов и соответствующих гибких воздуховодов

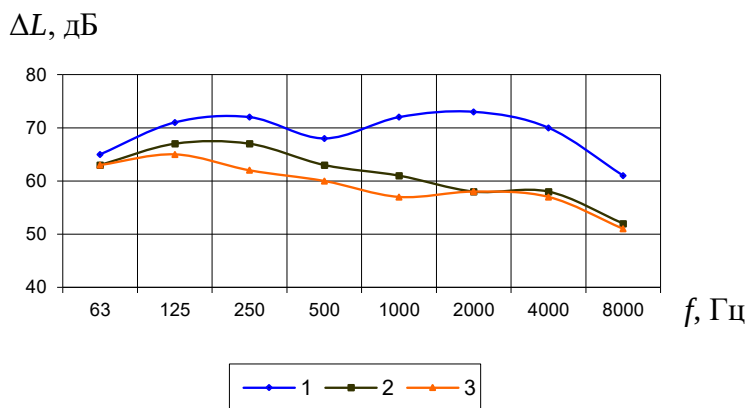


1 – 103 мм; 2 – 127 мм; 3 – 163 мм; 4 – 203 мм; 5 – 254 мм; 6 – 317 мм; 7 – 355 мм

Рисунок 11.8 – Повышение уровня шума в помещении при замене испытательных каналов на гибкие воздуховоды

Для оценки справедливости сделанного предположения на гибкий воздуховод со стороны источника звука наносились два звукоизолирующих покрытия из эластомерного материала K-FONIK ST GK 072 длиной 1,0 и 1,7 м (внутренний диаметр воздуховода $d = 160$ мм). Полученные результаты иллюстрирует данные, приведенные на рисунке 11.9, показывающие

изменение октавных уровней шума, излучаемого воздуховодом в помещение, а по сути, изменение звукоизолирующей способности гибкого воздуховода за счет установки упомянутых покрытий. Хорошо видно, что уровни шума в помещении, после установки первого варианта покрытия в указанном месте, существенно снизились в широком диапазоне частот, а эффект от увеличения длины покрытия менее значительный.

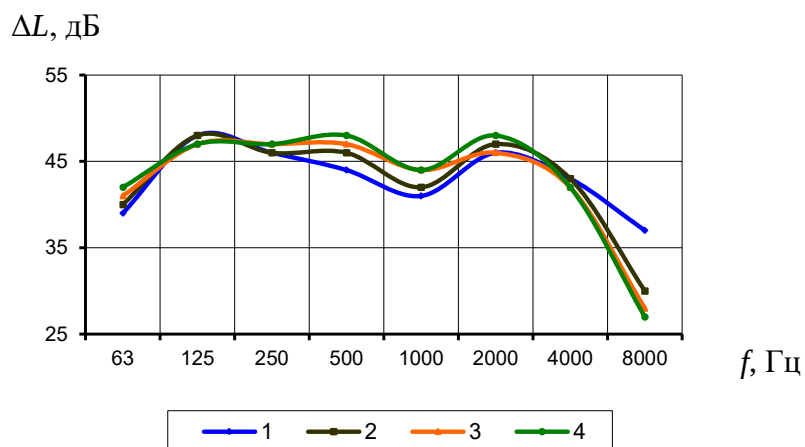


1 – ГКВАЭ без покрытия; 2 – ГКВАЭ с покрытием длиной 1 м; 3 – ГКВАЭ с покрытием длиной 1,7 м

Рисунок 11.9 – Уровни шума, излучаемого гибким воздуховодом ($d = 160$ мм) в окружающее пространство

На акустическую эффективность ГКВАЭ влияют изгибы (отклонения от оси входного или выходного патрубка). Иллюстрация такого влияния представлена на рисунке 11.10. На нем представлены УЗД, измеренные в реверберационной камере, в зависимости от изгибов испытуемого воздуховода длиной 3 м (изгибы – отклонения оси части гибкого воздуховода от оси испытательного канала на 0,75; 0,84; 1,17 м). За счет изгибов происходит сближение входа и выхода воздуховода до 2,6 м, 2,3 м, 1,9 м. Видно, что по мере увеличения глубины изгиба эффективность воздуховода увеличивается в области средних и частично высоких частот, а на самых высоких частотах снижается. На самом деле, это увеличение эффективности занижено за счет неизбежного влияния помехи, возникающей и возрастающей при приближении начального «шумного» и конечного «тихого» участков воздуховода друг к другу.

Резюмируя, можно заключить, что гибкие каркасные воздуховоды по акустическим свойствам (эффективности снижения распространяющегося по ним шума) не уступают трубчатым глушителям, а по удобству монтажа превосходят металлические воздуховоды. При этом звукоизолирующие возможности стенок этих воздуховодов существенно ниже, чем у традиционных металлических воздуховодов.



1 – прямой воздуховод ГКВАЭ длиной 3 м; 2 – ГКВАЭ с изгибом 0,75 м; 3 – ГКВАЭ с изгибом 0,84 м; 4 – ГКВАЭ с изгибом 1,17 м

Рисунок 11.10 – Влияние изгиба на эффективность гибкого воздуховода ($d = 160$ мм)

Поскольку гибкие воздуховоды нередко применяются как глушители, эксплуатирующиеся в динамическом режиме (в потоке воздуха), их следует характеризовать не только величиной снижения шума, но и величиной шумообразования, зависящего от скорости потока и шероховатости поверхности стенок канала, которая у них выше, чем у металлических воздуховодов, а также звукоизолирующей способностью стенок. При равных скоростях потока в тех и других, в гибких воздуховодах могут быть более высокие гидравлические потери и, как следствие, более высокое дополнительное шумообразование.

11.3 Снижение воздушного шума оборудования методами звукоизоляции и звукопоглощения

11.3.1 Пути распространение воздушного шума из технического помещения

Выбор или разработку средств снижения воздушного шума методом звукоизоляции целесообразно начинать с формирования общего представления о путях его распространения в изолируемые помещения здания на основе имеющегося опыта и существующих литературных данных.

Звуковые волны, возбуждаемые источником шума в техническом помещении, воздействуя на ограждение, отделяющее его от соседнего помещения, вызывают колебания этого ограждения, которое в свою очередь вызывает воздушные колебания в соседнем помещении. Такой путь передачи шума – прямой путь передачи. Его уровень зависит, прежде всего, от звукоизолирующих свойств ограждения.

Звуковые волны от источника шума воздействуют одновременно и на остальные стены и перекрытия шумного помещения, которые, передавая колебательный процесс на контактирующие с ними строительные

конструкции, вызывают в изолируемом помещении дополнительный шум. Такие пути передачи шума называются косвенной передачей звука.

Звуковые волны из технического помещения с источниками шума могут передаваться в соседнее изолируемое помещение и через отверстия и щели, которые могут быть в ограждении, разделяющем помещение с источником шума и изолируемое помещение [17]. Основные пути передачи шума из одного помещения в другое или другие помещения схематически показаны на рисунке 11.11 (в плане) и на рисунке 11.12 (в разрезе).

Рисунок 11.11 демонстрирует основной путь передачи воздушного шума, создаваемого источником звука, передачу звуковой энергии через ограждение (путь 1), но кроме него, как видно, звук в соседнее помещение может передаваться по косвенным путям 2, 3, 4.

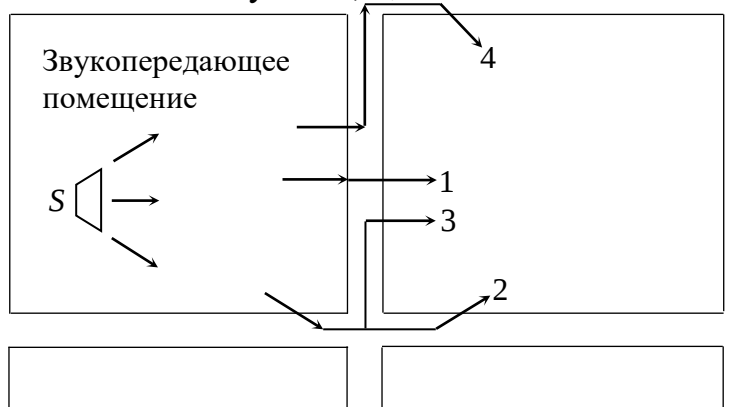


Рисунок 11.11 – Прямые и косвенные пути передачи воздушного звука из шумного помещения в изолируемое от шума (в плане)

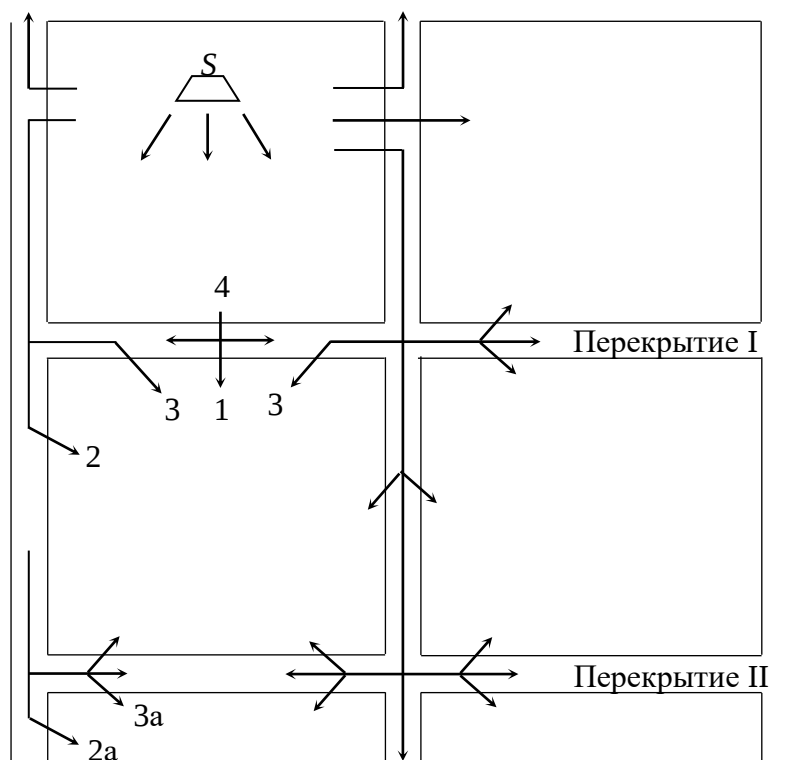


Рисунок 11.12 – Прямые и косвенные пути передачи воздушного звука из шумного помещения в изолируемое от шума (в разрезе)

Количество звуковой энергии, передающейся по косвенным путям, зависит от толщины, поверхностной плотности и конструкции ограждений (стен). Однородные толстые тяжелые стены, например, железобетонные, достаточно хорошо ослабляют передаваемый воздушный шум, но зато хорошо передают структурный шум. Тонкие перегородки передают значительную часть звуковой энергии в виде воздушного шума, к тому же в них легче образуются изгибные волны, что также приводит к усилению звукопередачи.

На рисунке 11.12 показана картина передачи звука непосредственно через перекрытие и по имеющимся при этом многочисленным косвенным путям.

Для определения звукоизоляции ограждений помещений (стен, перекрытий) – индексов изоляции шума ограждающими конструкциями R_w , дБ, с измеренными или рассчитанными частотными характеристиками изоляции воздушного шума $R(f)$, дБ, существуют графоаналитические и инженерные методы расчета (ГОСТ Р ЕН 12354-1), подробно описанные в СП 275.1325800.

Для снижения воздушного шума, распространяющегося из технических помещений (вентиляционных камер, насосных, хладоцентров и т. п.) с соответствующим оборудованием в смежные, рекомендуется применять конструкции их ограждений, обеспечивающие требуемую изоляцию шума, создаваемого данным оборудованием. При этом следует особое внимание уделять заделке технологических проемов, если они существуют, а также оценивать возможность проникновения шума в воздухопроводы (через стенки) и далее в смежные помещения.

Для ограждений технических помещений (стен и плит перекрытий) предпочтительны жесткие материалы, такие как кирпич, бетон и т. п. При использовании легких двойных стен необходимо обеспечивать основную частоту резонанса двойной стены значительно ниже собственных частот вентиляционной установки. Это может быть достигнуто за счет увеличения массы стены (например, наложением 3–5 слоев гипсокартона с каждой стороны), применением упругих упоров или каналов, созданием больших воздушных зазоров и применением максимального количества звукопоглощающего материала.

11.3.2 Расчет уровней шума в техническом помещении и требуемой изоляции воздушного шума ограждениями

Оптимальное снижение воздушного шума оборудования, проникающего за пределы технического помещения, может быть обеспечено его ограждающими конструкциями, если они проектируются с учетом требуемой звукоизоляции. Исходные данные для ее определения – октавные уровни шума (звукового давления) в техническом помещении, определяемые по формуле (8.14), и уровни звукового давления в изолируемом (защищаемом) от шума помещении, определяемые по формуле (8.15).

Требуемую изоляцию воздушного шума $R_{тр}$, дБ, ограждающей конструкцией в каждой октавной полосе частот при его проникновении из технического помещения в смежное с ним изолируемое от шума помещение следует определять по формуле (2) СП 275.1325800.2016

$$R_{тр} = L_{ш} - 10 \lg B_{и} + 10 \lg S - 10 \lg k - L_{доп}, \quad (11.10)$$

где $L_{ш}$ – октавный уровень звукового давления в помещении с источниками шума на расстоянии 2 м от разделяющего помещения ограждения, дБ;

$B_{и}$ – акустическая постоянная изолируемого помещения, м²;

S – площадь ограждения, разделяющего помещения, м²;

k – коэффициент, учитывающий нарушение диффузности звукового поля в изолируемом помещении (принимается по таблице 11.4 в зависимости от среднего коэффициента звукопоглощения $\alpha_{ср}$ в изолируемом помещении, который в свою очередь определяется по формуле (11.11);

$L_{доп}$ – октавный уровень звукового давления, допустимый по СН 2.2.4/2.1.8.562, в изолируемом от шума помещении, дБ.

Т а б л и ц а 11.4 – Значения коэффициента k в зависимости от среднего коэффициента звукопоглощения $\alpha_{ср}$ в изолируемом помещении

$\alpha_{ср}$	k	$10 \lg k$, дБ
0,2	1,25	1,0
0,4	1,6	2,0
0,5	2,0	3,0
0,6	2,5	4,0
0,8	3,2	5,0

Средний коэффициент звукопоглощения равен

$$\alpha_{ср} = B_{и} / (B_{и} + S_{сум}), \quad (11.11)$$

где $S_{сум}$ – суммарная площадь всех ограждающих поверхностей изолируемого помещения, м²;

$B_{и}$ – то же, что и в формуле (11.10).

Постоянную помещения $B_{и}$, м², в октавных полосах частот следует определять по формуле

$$B_{и} = B_{1000} \mu, \quad (11.12)$$

где B_{1000} – постоянная помещения, м², на среднегеометрической частоте 1000 Гц, зависящая от объема V , м³, по таблице 8.2 СП 275.1325800.2016;

μ – частотный множитель, определяемый по таблице 11.5.

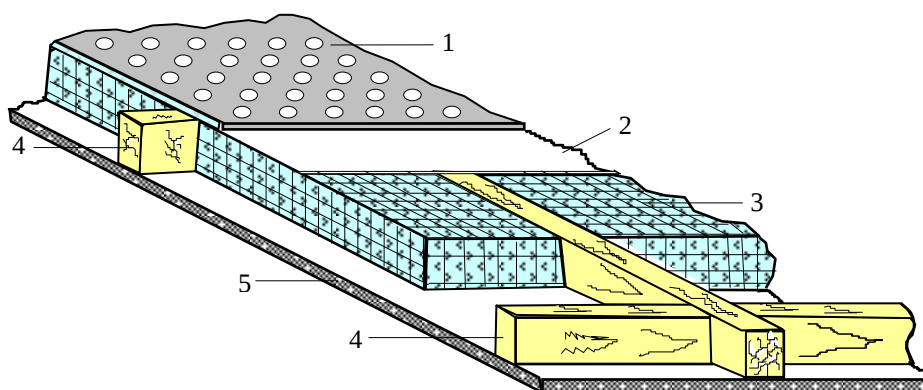
На отдельных стадиях проектирования, особенно на начальных стадиях, или при выборе одного варианта из нескольких, целесообразно проводить, прежде всего, ускоренные ориентировочные расчеты звукоизоляции, дБА, и лишь после выбора нужного варианта проводить полный расчет звукоизоляции ограждений.

Т а б л и ц а 11.5 – Значения частотного множителя μ

Объем помещения $V, \text{м}^3$	Значение частотного множителя μ на среднегеометрических частотах октавных полос, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$V < 200$	0,8	0,75	0,7	0,8	1	1,4	1,8	2,5
$V = 200 \div 1000$	0,65	0,62	0,64	0,75	1	1,5	2,4	4,2
$V > 1000$	0,5	0,5	0,55	0,7	1	1,6	3	6

11.3.3 Снижение шума за счет акустической обработки технического помещения и звукоизолирующих покрытий на воздуховоды

В тех случаях, когда ограждающие конструкции технических помещений (вентиляционных камер, насосных, холодоцентров) не обеспечивают в полной мере требуемую изоляцию воздушного шума, следует осуществлять акустическую обработку этих помещений, т. е. облицовывать стены и потолки слоем ЗПМ, для снижения уровня шума, распространяющегося за их пределы. Схема варианта такой звукопоглощающей (ЗП) облицовки приведена на рисунке 11.13. Это конструктивно простая ЗП облицовка, позволяющая снижать шум в техническом помещении на 5–8 дБ в широком диапазоне частот (некоторое повышение эффективности в области низких частот достигается за счет толщины слоя ЗПМ).



1 – металлический перфорированный лист (коэффициент перфорации 25 % – 35 %, толщина 0,55 мм); 2 – стеклоткань Э2-100, Э3-100; 3 – ЗПМ (минеральная вата, плотность 60–80 кг/м³, толщина 80 мм); 4 – металлический профиль (деревянный брус с противопожарной обработкой); 5 – ограждение (стена, потолок)

Рисунок 11.13 – Схема варианта звукопоглощающей облицовки ограждений технических помещений

В качестве ЗПМ рекомендуются мягкие волокнистые материалы с объемной плотностью до 80 кг/м³: минеральная вата, супертонкое стекловолокно (СТВ), стекловолокно (УРСА, ИЗОВЕР), базальтовое ультратонкое стекловолокно (БСТВ), каменная вата (ROCKWOOL РОКФАСАД, ЛАЙТ БАТТС).

Для защиты от механических повреждений и высыпания ЗПМ облицовки предназначено покрытие из стеклоткани и металлического

перфорированного листа с коэффициентом перфорации 0,25–0,35 (или сетки с ячейкой 10×10 мм). Стыки перфорированных листов (или другого материала) следует выполнять на вертикальных и горизонтальных связях каркаса.

В качестве дополнительной меры для решения задачи снижения шума, распространяющегося за пределы технического помещения, рекомендуется устанавливать на воздуховоды, технологические трубы (трубы, соединяющие элементы систем холодоснабжения), специальные покрытия (звукоизолирующие облицовки). Наиболее пригодны покрытия на основе различных эластомерных материалов с определенными физико-техническими и акустическими характеристиками [18]–[20], обеспечивающие требуемую звукоизоляцию (ГОСТ Р ИСО 15665). Они отличаются простотой и удобством монтажа и удовлетворяют требованиям по эффективности. Примеры таких покрытий с акустическими характеристиками приведены в приложении В. При необходимости такие покрытия могут быть применены для повышения звукоизоляции транзитных воздуховодов.

11.4 Снижение структурного шума посредством виброизоляции

11.4.1 Общие положения и основные принципы виброизоляции

Для снижения структурного шума следует исключать, прежде всего, смежное расположение (по вертикали и горизонтали) помещений здания, требующих повышенной защиты от шума (операционных, палат больниц, жилых и офисных помещений), с техническими помещениями с оборудованием (вентиляционными камерами, насосными, хладоцентрами и т. п.) согласно пункту 11.21 СП 51.13330.2011 и пункту 4.4 СП 271.1325800.2016. Это требование обусловлено необходимостью создания преграды для распространения от оборудования виброколебаний (вибрации), которые при достижении ограждений помещений с жесткими акустическими требованиями являются причиной возникновения в них колебаний воздуха, воспринимающиеся человеком как структурный шум.

При проектировании виброизоляции рекомендуется применять имеющиеся типовые решения. Допускается применение ведомственных и других нормативных документов (СП 413.1325800, ГОСТ Р ИСО 2017-1, СН 2.2.4/1.8.566, СанПиН 2.2.4.3359).

Для предотвращения распространения вибрации от оборудования и возникновения структурного шума в защищаемых от него помещениях следует:

- виброизолировать агрегаты с помощью пружинных, резиновых или комбинированных виброизоляторов;
- устанавливать гибкие вставки между насосами и технологическими трубами, вентиляторами (вентиляционными установками) и воздуховодами;
- применять по всей площади технических помещений полы на упругом основании (плавающие полы) или вибродемпфирующие основания под

элементы систем (вентиляторы, кондиционеры, холодильные машины, воздушные охладители, насосы и др.).

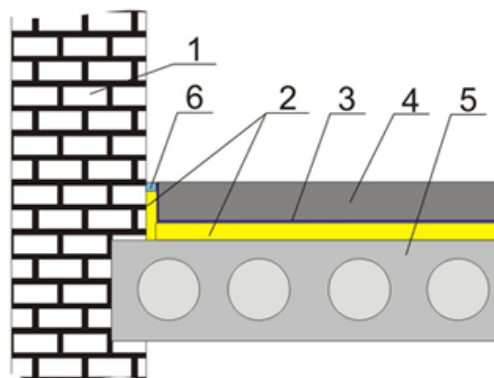
Основные принципы виброизоляции, соответственно, снижения структурного шума, представлены на рисунке 11.14 [13], [21].



Рисунок 11.14 – Принципы виброизоляции оборудования в здании

11.4.2 Рекомендации по устройству в технических помещениях полов на упругом основании

Полы на упругом основании (плавающие полы) – эффективные средства снижения структурного шума. Осуществлять такие полы рекомендуется по всей площади технического помещения. Конструктивные параметры (толщина плиты пола, упругого основания) и выбор материала упругого основания пола зависят от количества, состава и массы оборудования, величины требуемой виброизоляции. В качестве упругого основания пола можно использовать сплошные слои, ленты и отдельные прокладки из упругого материала, а также виброизоляторы. Принципиальная схема плавающего пола приведена на рисунке 11.15.



1 – стена или перегородка; 2 – упругий слой заданной динамической жесткости; 3 – гидроизолирующий слой из полимерной пленки; 4 – армированная бетонная стяжка; 5 – плита межэтажного перекрытия; 6 – герметик

Рисунок 11.15 – Принципиальная схема плавающего пола

Пол на упругом основании эффективно снижает уровень динамического воздействия (вибрации), если упругое основание выполнено из слоя материала с малой плотностью и низким динамическим модулем упругости. Если применяют виброизоляторы, они должны быть достаточно низкой жесткости.

Толщина плиты пола должна составлять не менее 0,06–0,08 м и не более $0,75h_n$ (h_n – толщина сплошной плиты или приведенная толщина, т. е. толщина эквивалентной сплошной плиты, имеющей одинаковую с пустотной или ребристой несущей плитой перекрытия поверхностную плотность, м).

Наиболее важная характеристика пола на упругом основании – собственная частота, Гц, определяемая по формуле

$$f_0 = 0,16 \sqrt{\frac{K_0}{m_n}}, \quad (11.13)$$

где K_0 – динамическая жесткость упругого основания пола, Н/м³;

m_n – поверхностная плотность плиты пола, кг/м².

На частотах $f < 2f_0$ пол на упругом основании почти не снижает колебаний перекрытия, а в окрестности частоты f_0 даже усиливает их. Можно считать, что в октавных полосах со среднегеометрическими частотами $1,4 f_0 < f < 2f_0$ виброизоляция равна нулю. Полы на упругом основании проектируют так, чтобы в области частот, в которой необходимо снижение колебаний перекрытия, выполнялось соотношение $f > 2f_0$. Полы на упругом основании можно использовать только с оборудованием, имеющим рабочие частоты более 45–50 Гц.

Пол на упругом основании должен быть без жестких связей (звуковых мостиков) с несущей частью перекрытия, стенами и другими конструкциями здания, т. е. должен быть «плавающим». Для этого необходимо отделять стяжку и пол от поверхностей боковых стен и других конструкций здания зазором (разделительным швом) шириной 15–20 мм, выполненным на всю

толщину стяжки и заполненным прокладками из упругого материала. Плинтусы следует прикреплять только к полу или только к стене.

При устройстве плавающих полов, прежде всего, необходимо уложить на железобетонные плиты перекрытия выравнивающую стяжку. Толщина выравнивающей стяжки толщиной 20–30 мм (определяется только условием закрытия неровностей несущих плит). Поверхность стяжки должна быть ровной и гладкой.

На выравнивающую стяжку после высыхания укладываются плиты или рулоны звукоизолирующего материала с разбежкой швов (стыков между ними). Это могут быть волокнистые материалы (различные минеральные ваты) или эластомеры.

Толщина упругого слоя зависит от нагрузки на него и от материала: может быть 50–150 мм, если это волокнистый материал, и 25–60 мм, если это эластомер.

Рекомендуемые упругие материалы и их динамические характеристики, приведены в приложении Г.

В качестве упругого слоя (основания) следует использовать:

- плиты из акустической минеральной ваты на базальтовой или стекловолкнистой основе;
- различные виды вспененного пенополиэтилена, пенополипропилена, пробки, синтетических волокон.

Поверх упругого материала необходимо устраивать гидропароизоляционный слой для защиты его от промокания. Для устройства гидропароизоляционного слоя по упругому материалу раскатывают, например, полотна полиэтиленовой пленки с нахлестом по 200 мм, швы в местах нахлеста проклеивают скотчем. В особых случаях на упругий материал целесообразно сначала укладывать фанеру толщиной 4–6 мм. На гидроизоляционный слой укладывается плавающая армированная стяжка (железобетонная плита), по которой укладывается конструкция чистого пола.

Физическая модель повышения изоляции вибрации оборудования плавающим полом аналогична модели повышения им изоляции ударного шума, которая определяется эффективностью резонансной системы «масса – пружина – масса», где массами служат плита перекрытия и стяжка, а пружиной – упругость слоя прокладочного материала. В связи с этим, в области частот вблизи резонансной частоты виброизоляция, как и звукоизоляция ограждения, снижается, поэтому следует стремиться к максимальному уменьшению значения резонансной частоты конструкции пола, стараясь, по возможности, сделать ее ниже нижней границы нормируемого диапазона частот, т. е. ниже 100 Гц. Для этого необходимо увеличивать поверхностную плотность стяжки (плиты пола), уменьшать линейную динамическую жесткость звукоизоляционного слоя путем его утолщения или применения звукоизоляционного (виброизоляционного) материала с меньшим динамическим модулем упругости.

Эмпирическим путем установлено, что эффективность плавающего пола напрямую зависит от веса плиты (стяжки) на единицу площади (поверхностной плотности) и от модуля упругости упругого слоя. Эффективность такого пола тем выше, чем тяжелее плита (стяжка) и чем толще слой эластичного материала упругого материала, однако в определенных пределах [17].

11.4.3 Виброизоляция воздуховодов и технологических труб

Воздуховоды следует виброизолировать при их подвешивании к потолку, а также по периметру в местах прохода через ограждения технических помещений (в первую очередь, если между вентиляторами и воздуховодами не предусмотрены гибкие вставки). Примеры простой и достаточно эффективной виброизоляции в таких случаях приведены на рисунке 11.16. В качестве вибродемпфирующих прокладок для виброизоляции воздуховодов, приведенных на рисунке 11.16, а, в, можно использовать, например, физически или химически сшитый Изолон или K-FONIK OPEN CELL 240 толщиной 10–20 мм (в зависимости от размеров воздуховодов).

Необходимость в прокладках отсутствует, если на воздуховоде существует теплозвукоизолирующее покрытие (рисунок 11.16, б). Рекомендуется, чтобы виброизолирующие прокладки, установленные на воздуховод при его проходе через ограждение, выступали из него на 3–5 мм (рисунок 11.16, в). В противном случае, торцы прокладок следует покрывать нетвердеющей мастикой (ни в коем случае не песчано-цементной штукатуркой).

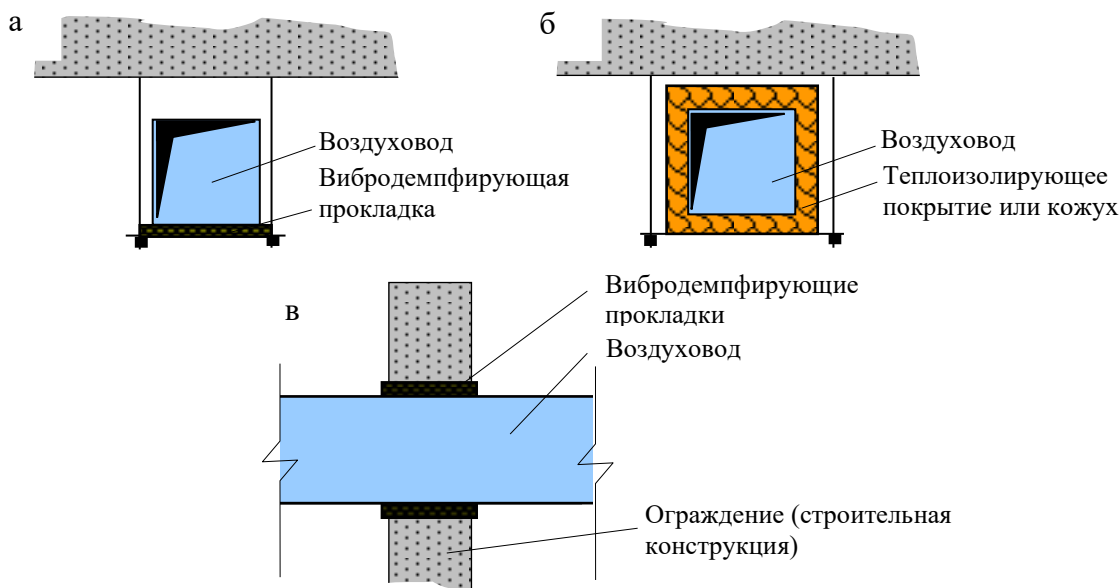


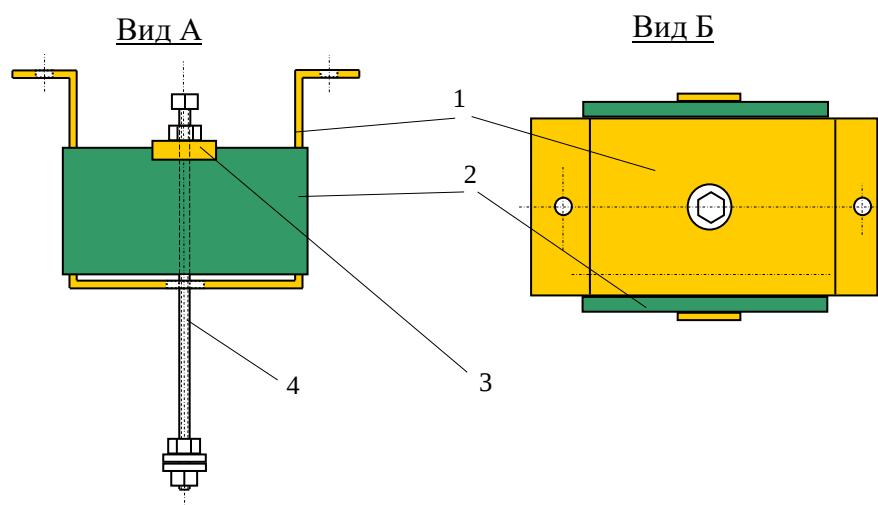
Рисунок 11.16 – Способы виброизоляции воздуховодов

Существуют более эффективные, но более дорогостоящие способы виброизоляции при подвешивании воздуховодов. К ним относятся

специальные устройства (виброподвесы), один из вариантов которых приведен на рисунке 11.17.

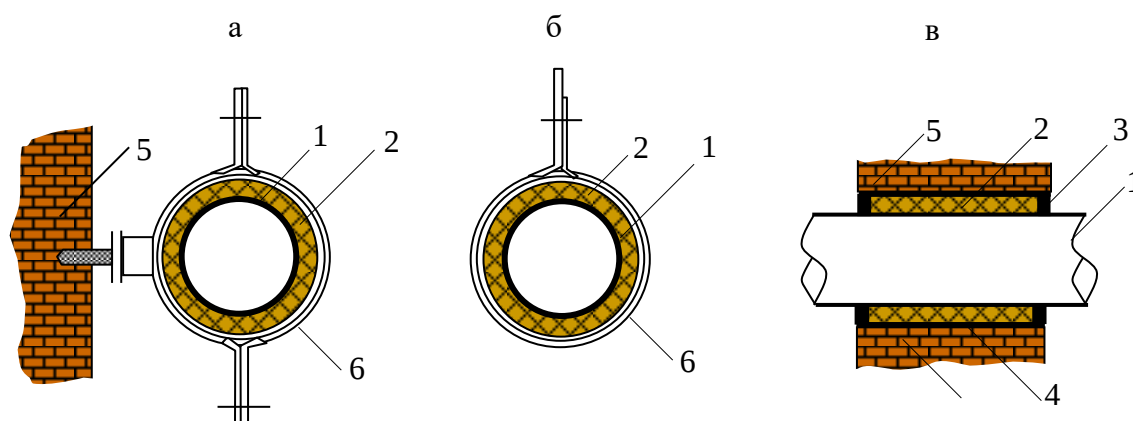
Технологические трубы систем холодоснабжения (в составе систем кондиционирования воздуха) следует виброизолировать в местах прохода через ограждения, как показано на рисунках 11.18, 11.19.

Для виброизолирующих прокладок 2 между трубами и гильзами можно применять пористую резину, эластомеры K-FONIK OPEN CELL 240, K-FLEX ST, несшитый Изолон. Для прокладок 4 на рисунке 11.19 целесообразно применение эластомера типа Sylomer, например, Sylomer SR18 – SR42 (25 мм) в зависимости от нагрузки, массы подвешиваемого на опору стояка трубы.



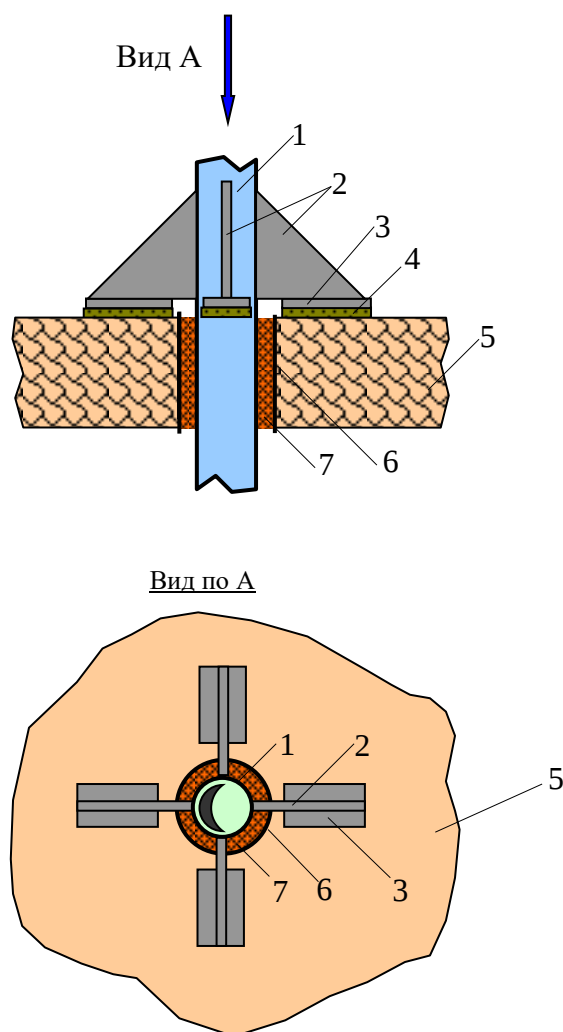
1 – корпус виброподвеса; 2 – упругий материал типа Sylomer SR11, SR18; 3 – скоба; 4 – резьбовой шток

Рисунок 11.17 – Вариант конструкции виброподвеса



1 – труба; 2 – вибродемпфирующая вставка (прокладка); 3 – нетвердеющая мастика; 4 – металлическая или пластмассовая гильза; 5 – ограждающая конструкция; 6 – хомут

Рисунок 11.18 – Типовые способы виброизоляции технологических труб



1 – соединительная труба; 2 – косынка с опорой (3); 4 – виброизолирующая прокладка; 5 – перекрытие; 6 – гильза; 7 – вибродемпфирующая прокладка

Рисунок 11.19 – Вариант конструкции виброизоляции труб в местах их прохода через перекрытие

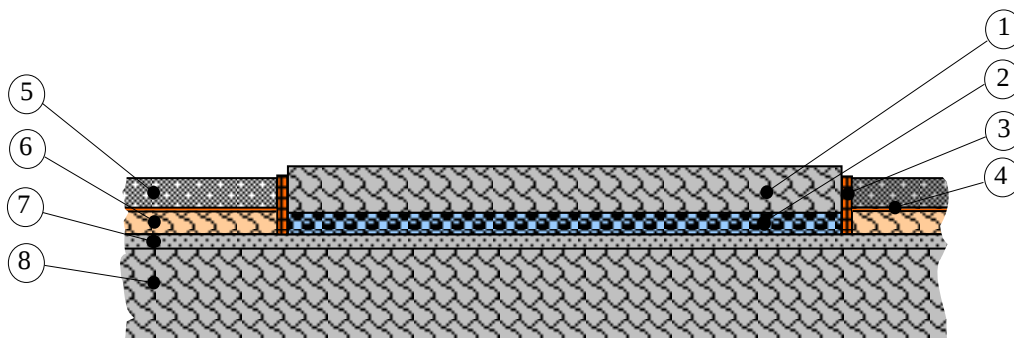
11.4.4 Виброизоляция машин и агрегатов

Холодильные машины, циркуляционные насосы систем холодоснабжения следует размещать на подземных технических этажах зданий и устанавливать на локальных фундаментах и виброизолирующих основаниях, конструкции которых разрабатываются в зависимости от их типоразмеров. Технологические трубы к ним должны присоединяться посредством гибких вставок, соответствующих техническим требованиям. В местах крепления к строительным конструкциям здания и прохода технологических труб через ограждения технических помещений они должны быть виброизолированы.

Холодильные машины, воздушные охладители, градирни, наружные блоки кондиционеров, вентиляционные установки и др. устанавливают на кровлях, открытых площадках любых по назначению зданий при условии, что под ними располагаются технические этажи или предусмотрена

надежная виброизоляция, исключая возникновение повышенного структурного шума в защищаемых от него помещениях на верхних этажах.

На этажах зданий холодильные машины, воздушные охладители, вентиляционные установки, группы насосов устанавливают на виброизолирующие основания, как показано на рисунке 11.20.



1 – железобетонная плита (армированная стяжка) 2 – виброизолирующий слой; 3 – разделительный шов; 4 – гидроизоляция; 5, 6 – минеральная вата; 7 – выравнивающая стяжка; 8 – железобетонная плита перекрытия
250 мм

Рисунок 11.20 – Схема виброизолирующего основания под приточно-вытяжные установки

В качестве вибродемпфирующего (упругого) материала рекомендуется использовать: физически сшитый Изолон типа ППЭ-Л или Полифом Вибро толщиной 50 мм (5–6 слоев). При этом швы нижнего слоя перекрываются верхним слоем. Относительное сжатие материала 15 %.

Необходимо учитывать, что применение более мягкого материала виброизоляционного слоя снижает устойчивость и прочность конструкции стяжки (плиты виброизолирующего основания).

Упругий материал укладывается на стяжку (по плите перекрытия) толщиной 30–40 мм, поверхность которой должна быть ровной и гладкой (без выступов). В качестве уплотнителя в разделительном шве может быть использован Изолон ППЭ или K-FONIK OPEN CELL 240 толщиной 20–25 мм. Гидроизоляция над упругим материалом, препятствующая просачиванию бетона в упругий материал, – полиэтиленовая пленка толщиной 150–200 мкм. Под пленку на материал целесообразно уложить тонкую фанеру.

П р и м е ч а н и е – Основой для разработки или использования представленных строительно-акустических мероприятий по снижению шума являются акустические расчеты. Примеры таких расчетов типовых вентиляционных систем приведены в приложении Д.

11.5 Экранирование шума наружных источников

11.5.1 Методика расчета и конструктивные параметры экранов

Основные наружные источники шума систем ОВК – холодильные машины, различные воздушные охладители и сухие градирни, наружные блоки кондиционеров. Эти элементы систем устанавливаются, как правило, снаружи зданий: на кровле, специальных открытых площадках и стенах. Шум, излучаемый ими в окружающее пространство, воздействует на прилегающую городскую застройку, создавая в местах работы, проживания и отдыха населения акустические условия, не соответствующие нормативным

требованиям. Нередко такие негативные ситуации возникают и при воздействии шума этих источников на наружные ограждения здания, на котором они установлены.

Из-за конструктивных особенностей и требований к условиям эксплуатации названных наружных источников практически единственный оптимальный способ защиты от их шума – экранирование – установка около них сплошных звуконепроницаемых ограждений (экранов), которые отражают и рассеивают падающие на них звуковые волны. Если размеры экрана больше длины звуковой волны, то за ним образуется «звуковая тень». В этом случае снижение уровня звукового давления [17] экраном $\Delta L_{\text{экр}}$ рассчитывается на основе закона дифракции по формуле

$$\Delta L_{\text{экр}} = 20 \lg [\sqrt{2\pi N} / \text{th} \sqrt{2\pi N}] + d, \quad (11.14)$$

где $N = 2\delta/\lambda$ – число Френеля; $\delta = a + b - c$; a, b, c – кратчайшее расстояние, м, соответственно, между:

- акустическим центром источника шума и верхней кромкой экрана;
- расчетной точкой и верхней кромкой экрана;
- акустическим центром и расчетной точкой;

th – гиперболический тангенс, если $\sqrt{2\pi N} = x$, то $\text{th } x = \frac{e^x - e^{-x}}{e^x + e^{-x}}$;

$d = 5$, если размеры источника шума значительно меньше размеров экрана, в остальных случаях $d = 0$.

Некоторое снижение уровня шума имеет место даже вне области геометрической тени ($\delta > 0$). При $\delta = 0$ на границе тени $\Delta L_{\text{экр}} = 5$. В области тени ($\delta > 0$) сильнее экранируется высокочастотный звук, а при $\delta < 0$ – низкочастотный, поскольку последний эффективнее огибает экран, уходя с визирной линии. В результате экранирования меняется форма спектра шума. Значение δ отрицательное, когда визирная линия проходит над экраном.

Если экран имеет конечные размеры (рисунок 11.21), то звук огибает его с трех сторон, ослабляясь на каждом пути в соответствии с закономерностью излучения и распространения звука, а затем суммируется.

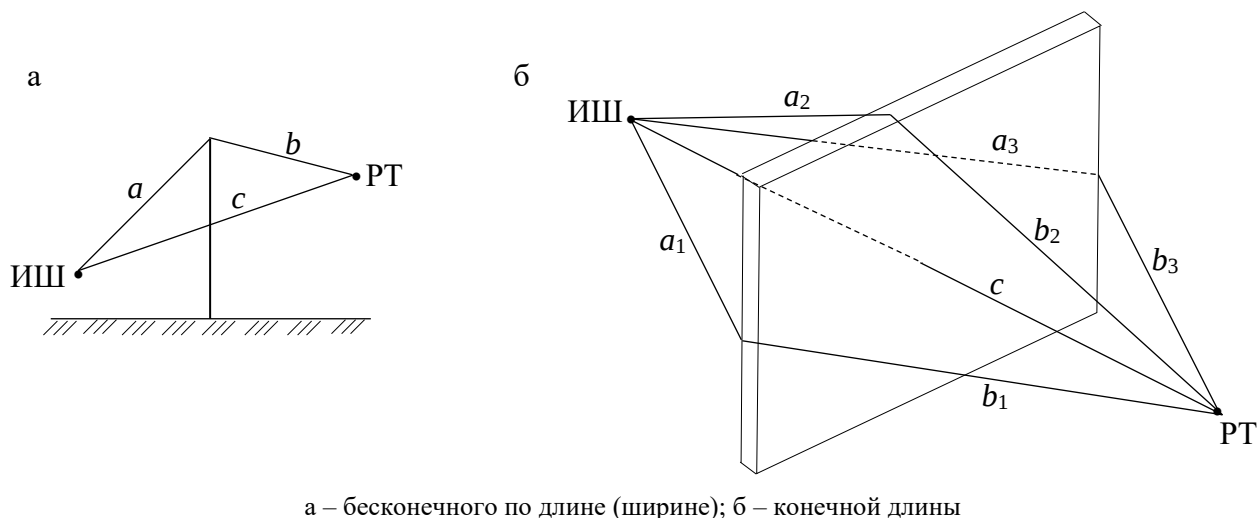
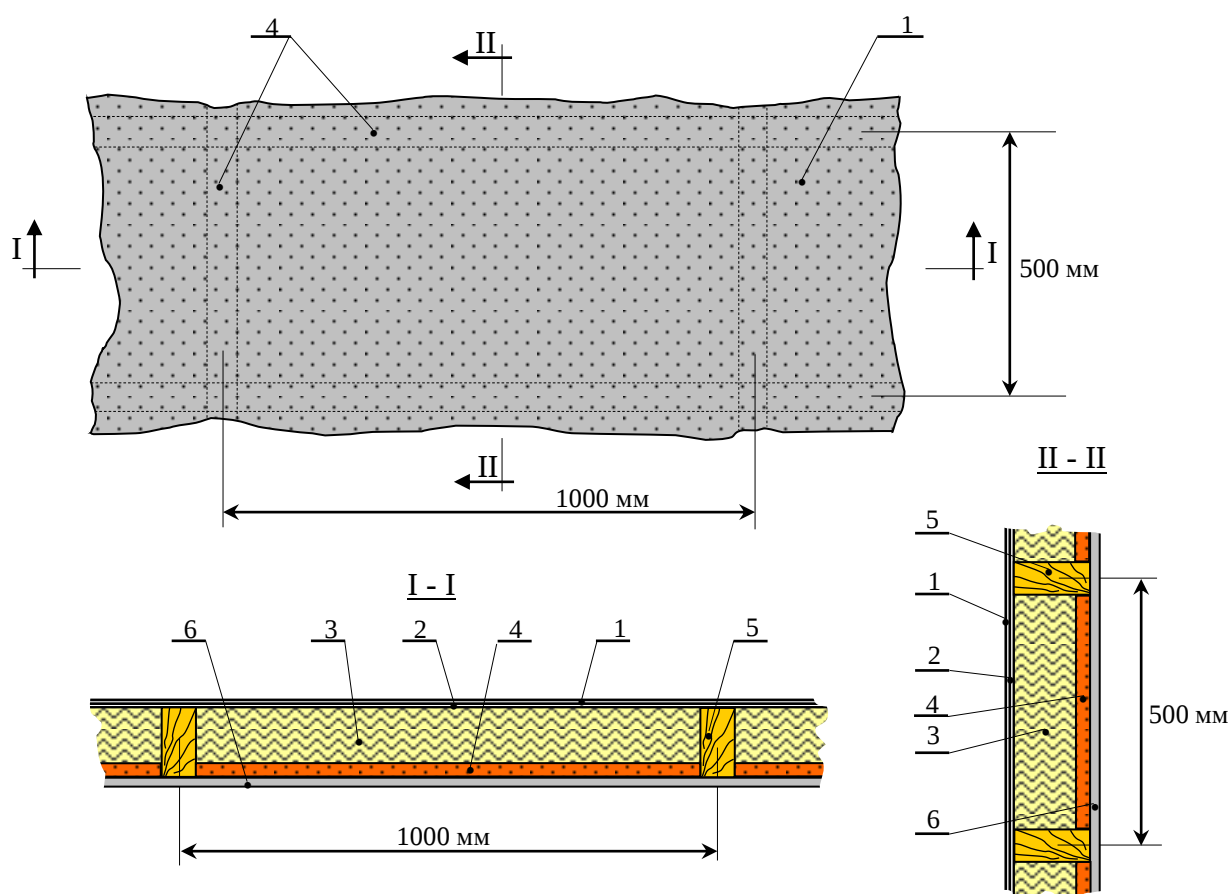


Рисунок 11.21 – Расчетные схемы экранирования звука

По приведенной формуле (11.14), дающей наилучшее совпадение с реальными величинами, несложно оценивать эффект снижения шума источника за счет установки предлагаемого (рассматриваемого) экрана и получать его экранирующую способность. В общем, эффективность экрана существенно зависит, прежде всего, от его размеров и расстояния до расчетной точки, от расстояния между ним и источником шума. При этом существует важное ограничение: экран, максимально укрывая излучающую поверхность источника шума в направлении зоны воздействия шума, не должен влиять на нормальную работу агрегата и обеспечиваемый им технологический процесс.

Для снижения отраженного звука поверхности экранов со стороны источников шума целесообразно покрывать звукопоглощающими облицовками: слоем ЗПМ с защитными покрытиями (рисунок 11.22).



1 – металлический перфорированный лист (коэффициент перфорации 25 % – 35 %, толщина 0,55 – 0,7 мм) или просечно-тянутая сетка; 2 – стеклоткань Э2-100 или любая другая, но с близким по величине сопротивлением продуванию; 3 – ЗПМ (минеральная вата, плотностью 45-60 кг/м³, толщиной 80–100 мм); 4 – эластомерный материал K-FONIK-240 (25 мм); 5 – металлический профиль; 6 – экран (оцинкованный лист толщиной 0,7 мм)

Рисунок 11.22 – Конструктивная схема звукопоглощающей облицовки экрана

Экраны преимущественно устанавливают на отражающих звук поверхностях (на кровле здания или земле) на опорах (стойках) и фундаменте. При проектировании и установке экранов следует предусматривать возможность исключения в них отверстия. Иногда допускаются щели между их нижней кромкой и отражающей звук поверхностью (кровлей) при наличии на пути распространения шума других препятствий с размерами, превышающими размеры щелей, например, парапетов.

Практика показала, что такая методика обеспечивает достаточно точные расчетные данные и последующую разработку эффективных экранов, посредством которых созданы нормативные условия в ряде мест пребывания населения.

11.5.2 Пример акустического расчета и проектирования экрана

В качестве примера использован вариант решения конкретной практической задачи. Объект шумового воздействия на окружающую среду: воздушный охладитель типа GFHV FD 080/2NF/23A-41 фирмы «GUNTER», установленный на эксплуатируемой кровле офисного здания.

Объект, защищаемый от шума охладителя: рекреационная зона размерами в плане 15×15 м. Расстояние от агрегата до передней кромки зоны 5 м.

Расположение такого источника шума относительно зоны его воздействия показано на рисунке 11.23.

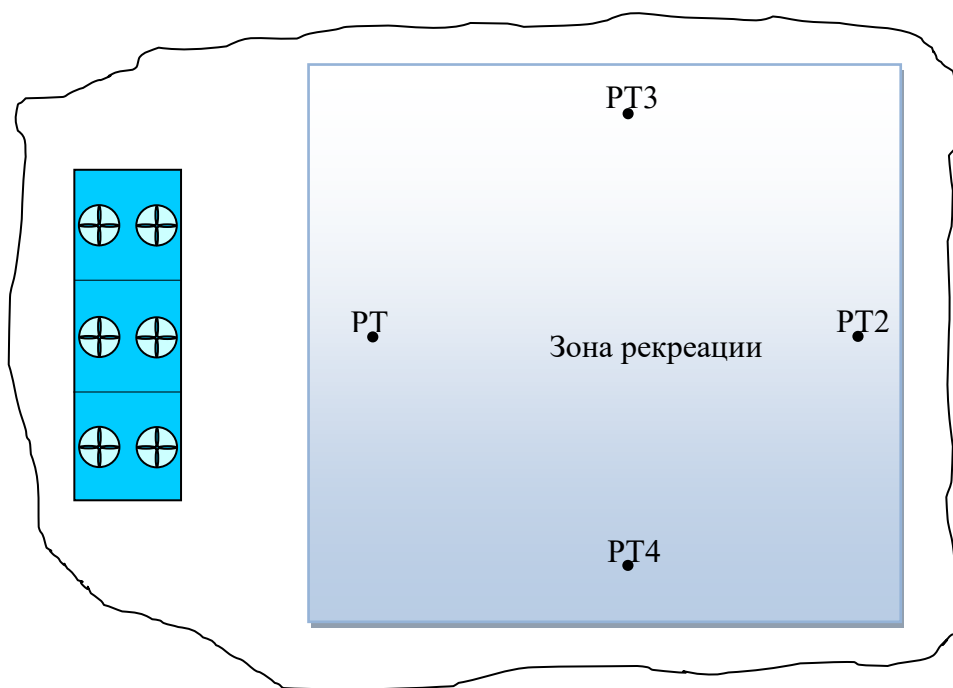


Рисунок 11.23 – Расположение воздушного охладителя относительно рекреационной зоны

Задачу решаем в три этапа. На первом этапе выполним акустический расчет по формуле (11.14) в трех расчетных точках (ПТ1, ПТ2, ПТ3),

указанных на плане (рисунок 11.23), кроме РТ4, в которой ситуация не отличается от таковой в РТ3.

На рисунке 11.23 видно, что РТ1 находится у передней кромки, РТ2 у задней кромки, а РТ3 – у одной из боковых кромок рекреационной зоны. Результаты упомянутого расчета приведены в таблице 11.6.

Т а б л и ц а 11.6 – Результаты расчета

Рассматриваемая величина	Значения рассматриваемой величины, дБ, на среднегеометрических частотах октавных полос, Гц								
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	800
Результаты расчета в РТ1									
1 УЗМ сухого охладителя L_{wi} , дБ	(77)	(79)	81	72	70	67	67	63	53
2 15 lgr, дБ, $r=5$ м	10	10	10	10	10	10	10	10	10
3 10 lg Ω , дБ, $\Omega=2\pi$	8	8	8	8	8	8	8	8	8
4 УЗД в расчетной точке, дБ	59	61	63	54	52	49	49	45	35
5 Допустимые УЗД, дБ	78	62	52	44	39	35	32	30	28
6 Требуемое снижение шума, дБ	–	–	11	10	13	14	17	15	7
Результаты расчета в РТ2									
1 УЗМ сухого охладителя L_{wi} , дБ	(77)	(79)	81	72	70	67	67	63	53
2 15 lgr, дБ, $r=15$ м	18	18	18	18	18	18	18	18	18
3 10 lg Ω , дБ, $\Omega=2\pi$	8	8	8	8	8	8	8	8	8
4 УЗД в расчетной точке, дБ	51	53	55	46	44	41	41	37	27
5 Допустимые УЗД, дБ	78	62	52	44	39	35	32	30	28
6 Требуемое снижение шума, дБ	–	–	3	2	5	6	9	7	–
Результаты расчета в РТ3									
1 УЗМ сухого охладителя L_{wi} , дБ	(77)	(79)	81	72	70	67	67	63	53
2 15 lgr, дБ, $r=10,5$ м	15	15	15	15	15	15	15	15	15
3 10 lg Ω , дБ, $\Omega=2\pi$	8	8	8	8	8	8	8	8	8
4 УЗД в расчетной точке, дБ	54	56	58	49	47	44	44	40	30
5 Допустимые УЗД, дБ	78	62	52	44	39	35	32	30	28
6 Требуемое снижение шума, дБ	–	–	6	5	8	9	12	10	2

Как видно из результатов акустического расчета, приведенного в таблице 11.6, ожидаемые уровни шума в рекреационной зоне существенно превышают допустимые значения в широком диапазоне частот. При этом наибольшее превышение наблюдается в РТ1.

Требуется осуществить соответствующую защиту от шума этого воздушного охладителя и обеспечить нормативные акустические условия в рассматриваемой зоне рекреации.

На втором этапе, исходя из опыта и результатов ориентировочного расчета, выбираем основные параметры экрана (высоту, форму, размер козырька), а также расстояние от источника шума. Экран с названными параметрами в разрезе и в плане представлен на рисунках 11.24 и 11.25.

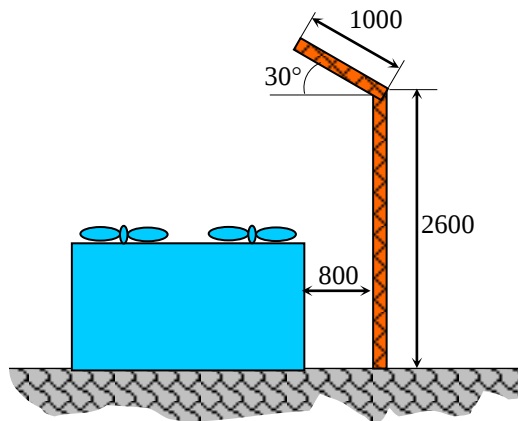


Рисунок 11.24 – Акустический экран у воздушного охладителя

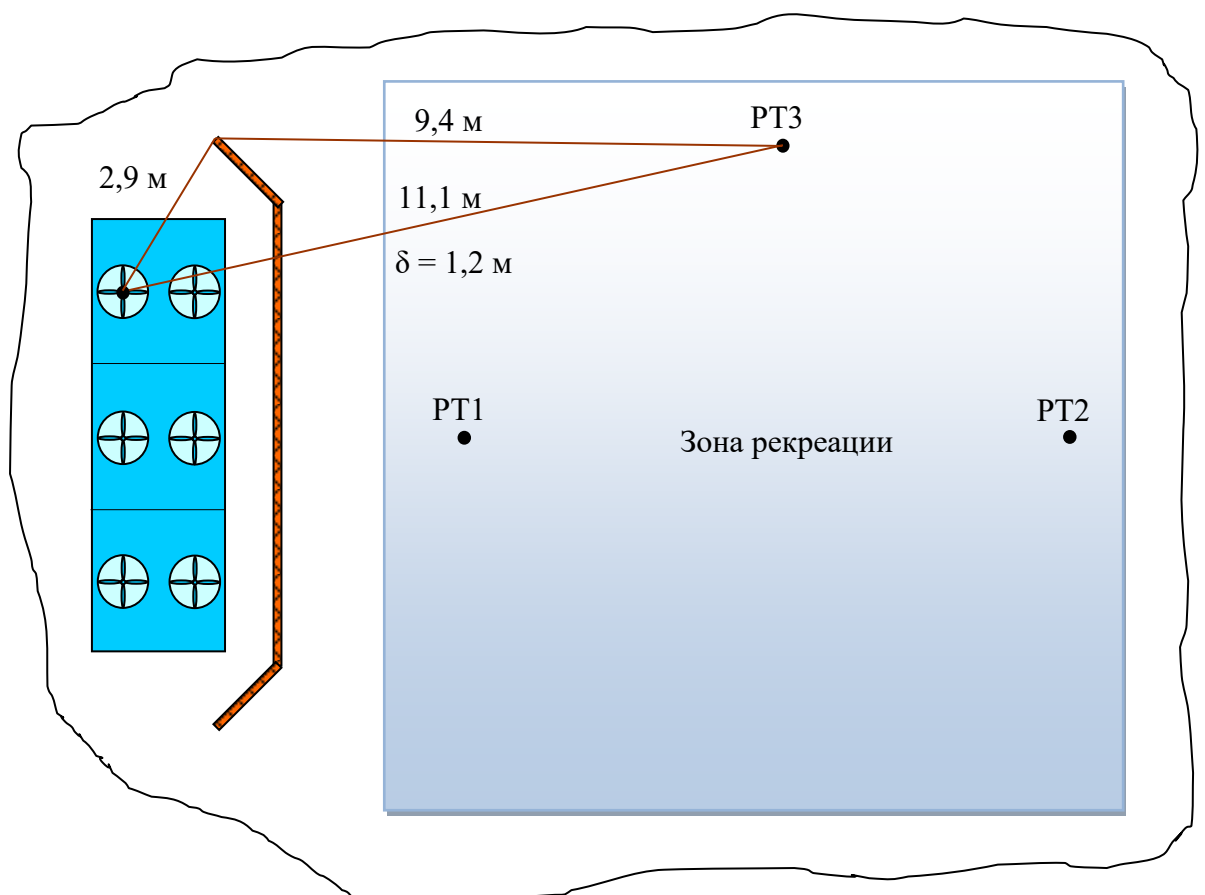


Рисунок 11.25 – Фрагмент плана кровли здания с воздушным охладителем и рекреационной зоной

Как видно, высота вертикальной части экрана 2600 мм, длина козырька 1000 мм, расположенного под углом 30° к горизонтали, расстояние до воздушного охладителя 800 мм. Конструктивная схема (эскиз) рекомендуемой звукопоглощающей облицовки со стороны источника шума приведена на рисунке 11.22.



Т а б л и ц а 11.7 – Расчет эффективности экрана

Рассматриваемая величина	Значения рассматриваемой величины, дБ, на среднегеометрических частотах октавных полос, Гц								
	31,5	63	125	250	500	100000	2000	4000	8000
Экранирование шума в направлении РТ1, $\delta = 0,9$ м									
1 λ	10,8	5,4	2,72	1,36	0,68	0,34	0,17	0,085	0,0425
2 N	0,167	0,333	0,662	1,324	2,647	5,294	10,588	21,176	42,353
3 $\sqrt{2\pi N}$	1,023	1,447	2,039	2,883	4,077	5,766	8,154	11,532	16,309
4 e^x	2,781	4,249	7,678	17,86	58,95	319,08	3475,69	101809,31	12080390,90
5 e^{-x}	0,360	0,235	0,130	0,056	0,017	0,003	0,000	0,000	0,000
6 $\text{th}\sqrt{2\pi N}$	0,771	0,895	0,967	0,994	0,999	1,000	1,000	1,000	1,000
7 Эффективность экрана ΔL , дБ	3	4	7	9	12	15	18	21	24
Экранирование шума в направлении РТ2, $\delta = 0,8$ м									
8 λ	10,8	5,4	2,72	1,36	0,68	0,34	0,17	0,085	0,0425
9 N	0,148	0,296	0,588	1,176	2,353	4,706	9,412	18,824	37,647
10 $\sqrt{2\pi N}$	0,965	1,364	1,922	2,718	3,844	5,436	7,688	10,873	15,376
11 e^x	2,623	3,912	6,833	15,15	46,69	229,45	2180,34	52648,66	4753899,41
12 e^{-x}	0,381	0,256	0,146	0,066	0,021	0,004	0,000	0,000	0,000
13 $\text{th}\sqrt{2\pi N}$	0,746	0,877	0,958	0,991	0,999	1,000	1,000	1,000	1,000
14 Эффективность экрана ΔL , дБ	2	4	6	9	12	15	18	21	24
Экранирование шума в направлении РТ3, $\delta = 1,2$ м									
15 λ	10,8	5,4	2,72	1,36	0,68	0,34	0,17	0,085	0,0425
16 N	0,222	0,444	0,882	1,765	3,529	7,059	14,118	28,235	56,471
17 $\sqrt{2\pi N}$	1,181	1,671	2,354	3,329	4,708	6,658	9,416	13,316	18,832
18 e^x	3,258	5,315	10,525	27,90	110,77	778,48	12269,91	606031,10	150550682,70
19 e^{-x}	0,307	0,188	0,095	0,036	0,009	0,001	0,000	0,000	0,000
20 $\text{th}\sqrt{2\pi N}$	0,828	0,932	0,982	0,997	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
21 Эффективность экрана ΔL , дБ	3	5	8	11	14	17	20	23	26

По приведенным в таблице 11.7 результатам расчета видно, что этот экран обеспечивает, с некоторым запасом, снижение шума воздушного охладителя только в двух расчетных точках (РТ2 и РТ3).

На четвертом этапе выполняем корректировку размеров (высоты) экрана и определяем его эффективность.

Для необходимого повышения эффективности увеличиваем высоту экрана на 1000 мм посредством увеличения угла наклона козырька до 60° и его длины до 1500 мм как показано на новой расчетной схеме (рисунок 11.27).

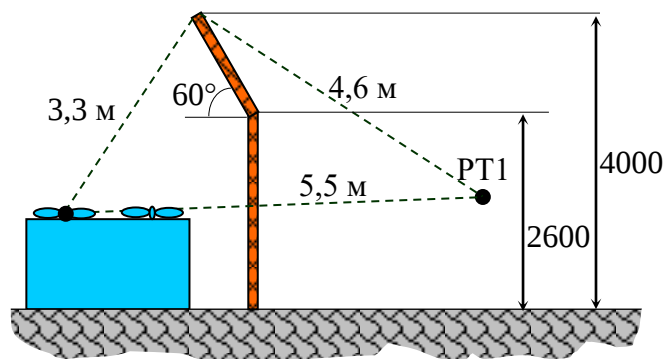


Рисунок 11.27 – Расчетная схема эффективности экранов РТ1 после изменения его высоты

Результаты расчет эффективности экрана в РТ1 после увеличения его высоты приведены в таблице 11.8.

Т а б л и ц а 11.8 – Расчет возможного увеличения эффективности экрана

Рассматриваемая величина	Значения рассматриваемой величины, дБ, на среднегеометрических частотах октавных полос, Гц								
	31,5	63	125	250	500	100000	2000	4000	8000
Экранирование шума в направлении РТ1, $\delta = 2,4$ м									
1 λ	10,8	5,4	2,72	1,36	0,68	0,34	0,17	0,085	0,0425
2 N	0,444	0,889	1,765	3,529	7,059	14,118	28,235	56,471	112,941
3 $\sqrt{2\pi N}$	1,671	2,363	3,329	4,708	6,658	9,416	13,316	18,832	26,632
4 e^x	5,315	10,617	27,901	110,77	778,48	12269,91	606031,10	150550682,70	#####
5 e^{-x}	0,188	0,094	0,036	0,009	0,001	0,000	0,000	0,000	0,000
6 $\text{th}\sqrt{2\pi N}$	0,932	0,982	0,997	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
7 Эффективность экрана ΔL , дБ	5	8	11	14	17	20	23	26	29
8 Требуемое снижение шума, дБ	–	–	11	10	13	14	17	15	7

Как видно, такой экран обеспечивает необходимую защиту от шума воздушного охладителя и нормативные акустические условия в защищаемой от него рекреационной зоне.

Примеры множества других вариантов акустических экранов и выгородок из них, внедренных в разное время на объектах г. Москвы, описаны в работе [22] и приведены в приложении Е.

Приложение А

Предельно допустимые уровни звукового давления, уровни звука и эквивалентные уровни звука для наиболее типичных видов деятельности и рабочих мест, допустимые уровни звукового давления и уровни звука проникающего шума систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха в помещения жилых и общественных зданий и на территории жилой застройки

Т а б л и ц а А.1

Назначение помещений или территории	Время суток, ч	Уровни звукового давления L , дБ, в октавных полосах частот со среднегеометрическими частотами, Гц									$L_{A \text{ экв}}$, дБА	$L_{A \text{ макс}}$, дБА
		31	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000		
1 Рабочие помещения административно-управленческого персонала производственных предприятий, лабораторий, помещений для измерительных и аналитических работ	—	88	74	65	58	53	50	47	45	44	55	70**
2 Рабочие помещения диспетчерских служб, кабины наблюдения и дистанционного управления с речевой связью по телефону, участки точной сборки, телефонные и телеграфные станции, залы обработки информации на ЭВМ	—	91	78	69	63	58	55	52	50	49	60	75**
3 Помещения лабораторий для проведения экспериментальных работ, кабины наблюдения и дистанционного управления без речевой связи по телефону	—	98	86	78	72	68	65	63	61	59	70	85**
4 Помещения с постоянными рабочими местами производственных предприятий, территории предприятий с постоянными рабочими местами (за исключением работ, перечисленных в пунктах 1–3)	—	102	90	82	77	73	70	68	66	64	75	90**
5 Палаты больниц и санаториев	7.00–23.00	71	54	43	35	29	25	22	20	18	30	45
	23.00–7.00	64	46	34	26	19	15	12	9	8	20	35
6 Операционные больницы, кабинеты врачей больниц, поликлиник, санаториев	—	71	54	43	35	29	25	22	20	18	30	45

7 Классные помещения, учебные кабинеты, аудитории учебных заведений, конференц-залы, читальные залы библиотек, залы судебных заседаний	–	74	58	47	40	34	30	27	25	23	35	50
8 Музыкальные классы	–	71	54	43	35	29	25	22	20	18	30	45
9 Жилые комнаты квартир	7.00–23.00	74	58	47	40	34	30	27	25	23	35	50
	23.00–7.00	67	50	39	30	24	20	17	15	13	25	40
10 Жилые комнаты общежитий	7.00–23.00	78	62	52	44	39	35	32	30	28	40	55
	23.00–7.00	71	54	43	35	29	25	22	20	18	30	45
11 Номера гостиниц: - категории А (5 и 4 звезды) - категории Б (3 звезды) - категории В (2 и менее 2 звезд)	7.00–23.00	71	54	43	35	29	25	22	20	18	30	45
	23.00–7.00	64	46	34	26	19	15	12	9	8	20	35
	7.00–23.00	74	58	47	40	34	30	27	25	23	35	50
	23.00–7.00	67	50	39	30	24	20	17	15	13	25	40
	7.00–23.00	78	62	52	44	39	35	32	30	28	40	55
	23.00–7.00	71	54	43	35	29	25	22	20	18	30	45
12 Жилые помещения домов отдыха, пансионатов, домов-интернатов, спальные помещения детских дошкольных учреждений и школ-интернатов	7.00–23.00	75	58	47	40	34	30	27	25	23	35	50
	23.00–7.00	67	50	39	30	24	20	17	15	13	25	40
13 Помещения офисов, рабочие помещения и кабинеты административных зданий, конструкторских, проектных и научно-исследовательских организаций	–	81	66	56	49	44	40	37	35	33	45	60
14 Залы кафе, ресторанов	–	84	70	61	54	49	45	42	40	38	50	65
15 Фойе театров и концертных залов	–	78	62	52	44	39	35	32	30	28	40	*
16 Зрительные залы театров и концертных залов	–	67	50	39	30	24	20	17	15	13	25	*
17 Многоцелевые залы	–	71	54	43	35	29	25	22	20	18	30	*
18 Кинотеатры с оборудованием «Долби»	–	67	50	39	30	24	20	17	15	13	25	45
19 Спортивные залы	–	78	62	52	44	39	35	32	30	28	45	*
20 Торговые залы магазинов, пассажирские залы вокзалов и аэровокзалов	–	88	74	65	58	53	50	47	45	44	55	65
21 Территории, непосредственно прилегающие к зданиям	7.00–23.00	78	62	52	44	39	35	32	30	28	40	55
	23.00–											

больниц и санаториев	7.00	71	54	43	35	29	25	22	20	18	30	45
22 Территории, непосредственно прилегающие к жилым зданиям, домам отдыха, домам-интернатам для престарелых и инвалидов	7.00–23.00	85	70	61	54	49	45	42	40	39	50	65
	23.00–7.00	78	62	52	44	39	35	32	30	28	40	55
23 Территории, непосредственно прилегающие к зданиям поликлиник, школ и других учебных заведений, детских дошкольных учреждений, площадок отдыха микрорайонов и групп жилых домов	–	85	70	61	54	49	45	42	40	39	50	65
*Максимальные уровни звука в этих помещениях не нормируются. **Предельно-допустимые октавные уровни звукового давления, эквивалентные уровни звука, дБА, и максимальные уровни звука.												

Приложение Б

Акустические характеристики глушителей аэродинамического шума

Т а б л и ц а Б.1 – Трубчатые глушители круглого сечения

Толщина, характерный размер, мм	Расчетная длина глушителя, м	Снижение уровней звуковой мощности, дБ, трубчатыми глушителями шума круглого сечения в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
100, $D_{\text{вн}} = 125$	0,5	5	7	11	20	19	16	12	11
	1,0	9	12	20	35	34	27	19	17
	1,5	11	17	25	44	42	37	25	22
	2,0	13	22	30	50	50	47	32	27
100, $D_{\text{вн}} = 200$	0,5	4	6	9	17	17	12	9	8
	1,0	6	9	16	30	28	20	15	14
	1,5	8	13	21	49	40	26	19	18
	2,0	9	17	27	50	49	32	24	21
100, $D_{\text{вн}}=250$	0,5	3	5	8	17	16	9	7	6
	1,0	4	8	14	30	28	15	12	11
	1,5	6	11	19	40	39	20	17	16
	2,0	7	15	25	50	49	25	20	17
100, $D_{\text{вн}}=315$	0,5	3	5	9	17	13	8	7	6
	1,0	4	8	15	28	20	13	11	10
	1,5	6	11	20	40	29	18	14	13
	2,0	7	15	27	50	35	20	16	15
100, $D_{\text{вн}}=400$	0,5	2	4	9	12	10	7	6	5
	1,0	3	7	15	20	16	11	9	8
	1,5	4	9	19	28	21	14	11	10
	2,0	4	10	26	35	24	16	12	11
100, $D_{\text{вн}}=500$	0,5	1	3	8	11	8	6	5	4
	1,0	2	5	13	17	12	10	8	7
	1,5	3	7	18	25	18	13	10	8
	2,0	3	9	24	32	19	15	11	10

Т а б л и ц а Б.2 – Трубчатые глушители прямоугольного сечения

Толщина, характерный размер, мм	Расчетная длина глушителя, м	Снижение уровней звуковой мощности, дБ, трубчатыми глушителями шума прямоугольного сечения в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
100, 200×100	0,5	2	7	10	18	20	16	10	8
	1,0	3	11	18	32	35	29	18	13
	1,5	4	13	22	37	39	34	25	19
	2,0	5	15	25	43	45	40	30	23
100, 300×200	0,5	1	5	8	17	15	9	7	6
	1,0	2	7	14	28	26	16	11	9
	1,5	2	9	19	35	34	21	13	12
	2,0	3	10	23	42	40	25	15	14
100, 400×200	0,5	1	4	6	14	12	8	6	4
	1,0	2	6	11	25	22	13	10	7
	1,5	2	8	14	35	29	18	11	9
	2,0	3	9	18	42	40	22	14	12
100, 400×300	0,5	1	3	5	13	11	7	4	3
	1,0	1	5	8	21	19	12	6	5
	1,5	2	6	11	29	25	14	9	8
	2,0	2	7	15	35	30	16	11	10
100, 400×400	0,5	1	2	4	12	8	5	4	3
	1,0	1	3	7	20	15	9	6	5
	1,5	2	5	10	27	21	12	8	7
	2,0	2	6	14	33	27	15	10	9

Т а б л и ц а Б.3 – Пластинчатые глушители

Толщин пластин, мм	Расстояние между пластинами мм	Длина глушителя м	Фактор свободно площади, %	Снижение уровней звуковой мощности, дБ, пластинчатыми глушителями шума в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц							
				6	12	25	50	100	200	400	800
100	100	0,75	50	1	2	5	13	17	12	10	8
		1,0		1	3	7	20	25	18	16	11
		1,5		1	4	9	27	34	24	21	13
		2,0		2	5	12	35	42	30	25	14
		2,5		2	6	14	40	48	35	29	15
		3,0		2	7	16	45	52	40	32	16
200	200	0,75	50	1	2	10	15	12	10	7	6
		1,0		2	3	12	18	15	12	9	8
		1,5		2	5	18	25	20	15	12	11
		2,0		3	7	22	32	25	18	14	13
		2,5		4	10	26	38	29	21	16	14
		3,0		5	12	39	45	33	24	17	15
400	400	0,75	50	2	4	10	10	7	7	6	5
		1,0		3	6	12	12	9	8	7	6
		1,5		4	10	17	16	13	10	8	7
		2,0		4	13	21	20	15	12	10	9
		2,5		5	16	25	24	17	14	11	10
		3,0		5	18	28	27	19	15	12	11
400	250	0,75	38	3	8	13	12	9	8	7	5
		1,0		3	10	15	14	13	11	9	7
		1,5		4	12	22	21	18	13	12	9
		2,0		5	15	27	25	21	15	14	11
		2,5		6	18	32	30	24	17	15	12
		3,0		7	21	37	34	27	19	16	13
800	500	0,75	38	6	8	9	8	7	7	6	5
		1,0		8	10	11	10	9	8	7	6
		1,5		1	12	15	14	12	10	9	8
		2,0		1	15	18	17	15	12	10	9
		2,5		1	18	20	19	17	14	11	10
		3,0		1	20	22	21	19	15	12	11

Т а б л и ц а Б.4 – Канальные глушители шума

Размеры поперечно- го сечения, мм	Толщина слоя ЗПМ, мм	Длина активной части, мм	Снижение уровней звуковой мощности, дБ, канальными глушителями шума в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц							
			63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
300×150	75	900	1	3	13	23	29	20	14	11
400×200	100		2	3	12	22	25	19	12	10
500×250	125		3	3	10	17	20	13	10	9
500×300	150		3	4	9	17	16	11	10	10
600×300	150		3	4	9	16	16	10	9	9
600×350	175		3	5	8	14	13	8	8	8
700×400	200		4	5	9	13	11	8	8	8
800×500	250		4	6	6	11	8	6	6	6
1000×500	250		4	6	6	10	9	6	6	7

П р и м е ч а н и я

1 Приведенная в таблицах Б.1–Б.4 эффективность получена при заполнении глушителей супертонким базальтовым волокном по ГОСТ 21880 с объемной массой набивки 20–25 кг/м³. Защитное покрытие ЗПМ: стеклоткань Э2-100 по ГОСТ 14918.

2 Когда требуется глушитель длиной более 3 м, следует его разбивать (делить) на 2–3 секции с расстоянием между ними не менее одной-двух длин такой секции. Эффективность одного глушителя (всех типов) длиной, например, 3 м меньше суммы эффективностей трех глушителей по 1 м, установленных на расстоянии 1–2 м друг от друга.

Приложение В

Акустические характеристики звукоизолирующих покрытий на круглые воздуховоды

Т а б л и ц а В.1 – Покрытия из волокнистых материалов

Конструкция покрытия	Средняя плотность покрытия, кг/м³	Толщина слоя покрытия, мм	Акустическая эффективность, дБ, звукоизолирующих покрытий на среднегеометрических частотах октавных полос, Гц							
			63	125	250	500	1т.	2т.	4т.	8т.
1 Диаметр воздуховода менее 300 мм										
1 K-FONIK ST GK 072	2000/40	12	7	8	7	5	13	19	23	28
2 Tecsound FT75		14	6	4	2	9	20	27	34	31
3 Tecsound FT 55 PP		15	5	3	2	7	13	23	30	30
4 TecsoundSYAl		14	1	2	2	4	6	10	17	23
5 URSA GLASSWOOL M25Ф	35	50	1	3	4	5	12	15	15	14
6 URSA GLASSWOOL M-25	35	50	5	−1	1	4	7	9	13	11
7 Базальтовое волокно, защитное покрытие сталь оцинкованная	100	80	−4	−2	3	5	11	15	23	22
	2800	0,55								
8 ISOVER KIM-AL	30	30	0	−2	2	3	5	11	15	18
9 CUTWOOL цилиндр	120	80	1	1	3	12	16	24	34	33
10 CUTWOOL цилиндр, PROTECT защитное покрытие	120	80	6	7	12	15	16	25	30	36
	120	3								
11 CUTWOOL, PROTECT, защитное покрытие сталь оцинкованная	120	80	5	9	11	17	20	27	33	40
	120	3								
	2800	0,55								
12 ISOTEC Mat-Al-30	30	30	0	−4	−4	2	11	13	18	23
13 ISOTEC Прошивной Mat 80-SM-Al-30	80	30	0	0	−1	1	8	12	20	27
14 ISOTEC Прошивной Mat 80-SM-Al-30	80	80	−2	0	−4	4	10	19	30	35
2 Диаметр воздуховода от 300 до 650 мм										
1 URSA GLASSWOOL M-25Ф	35	50	−2	−2	2	10	12	18	21	23
2 URSA GLASSWOOL M-25	35	50	5	−	4	8	9	13	16	19
3 ISOVER Kim-AL	30	30	4	5	2	3	5	15	18	16

Т а б л и ц а В.2 – Покрытия из легких вспененных материалов

Материал покрытия	Средняя плотность покрытия, кг/м³	Толщина слоя покрытия, мм	Акустическая эффективность, дБ, звукоизолирующих покрытий на среднегеометрических частотах октавных полос, Гц							
			6	125	250	500	1т.	2т.	4т.	8т.
1 Диаметр воздуховода до 300 мм										
1 ПЕНОФОЛ	40	10	1	1	0	−1	−2	−1	4	4
2 ПЕНОПЛЭКС ППУ скорлупы	35	50	1	3	3	4	−2	2	5	10
3 ACOUSTIC BLOCK VENT	45/2000	13	7	9	9	7	14	20	25	29
4 ENERGOFLEX DUCT DUCT Al	25	20	0	0	−1	−2	−3	−1	3	3
2 Диаметр воздуховода от 300 до 650 мм										
5 ПЕНОФОЛ	40	10	1	1	3	1	0	1	4	6

6 BLOCK SOUND TECHNO	60/2000	57	7	9	16	15	20	29	38	48
7 ENERGOFLEX BLACK STAR DUCT AI	25	20	-2	2	1	1	-2	3	4	7

Т а б л и ц а В.3 – Покрyтия из материалов на основе каучука

Материал и конструкция покрытия	Средняя плотность покрытия, кг/м³	Толщина слоя покрытия, мм	Акустическая эффективность, дБ, звукоизолирующих покрытий на среднегеометрических частотах октавных полос, Гц							
			63	125	250	500	1т.	2т.	4т.	8т.
1 Диаметр воздуховода менее 300 мм										
1 K-FLEX IGO	130	19	3	3	3	1	1	7	15	22
2 K-FLEX IGO, K-FONIK ST GK 072, K-FONIK ST GK 072, Покрытие ULTRA	130 2000/40 2000/40 1725	19 12 12 1	10	12	12	9	21	26	30	38
3 K-FONIK ST GK 072, K-FONIK ST GK 072, Покрытие ULTRA	2000/40 2000/40 1725	12 12 1	9	10	11	10	19	27	29	35
4 K-FONIK OPEN CELL 240	240	25	4	4	−1	2	7	12	17	27
5 K-FONIK OPEN CELL 240 K-FONIK ST GK 072	240 2000/40	25 12	9	10	11	10	19	27	32	38
6 K-FLEX ST, K-FLEX ST, K-FONIK GK, K-FLEX ST, Покрытие ULTRA	45 45 2000 45 1725	25 25 2 25 1	8	10	15	10	21	24	32	43
2 Диаметр воздуховода от 300 до 650 мм										
1 K-FONIK ST GK 068	45/2000	27	7	9	17	15	20	24	35	46
2 K-FLEX ST	45	25	2	3	3	4	4	7	12	17
3 K-FLEX ST, K-FLEX ST	45 45	25 25	2	3	6	7	8	14	24	28
4 K-FLEX ST, K-FONIK GK, K-FONIK GK	45 2000 2000	25 2 2	8	8	18	19	19	26	38	48
5 K-FONIK ST GK 068, K-FONIK ST GK 068	45/2000 45/2000	27 27	9	10	18	22	31	39	49	54
6 K-FONIK ST GK 068 K-FONIK ST GK 068 K-FONIK ST GK 068	45/2000 45/2000 45/2000	27 27 27	8	10	19	26	36	45	52	56
7 K-FLEX ST, ППУ Аметист RBD K-FONIK GK	45 240 2000	32 25 2	3	6	8	7	22	37	47	48
8 K-FLEX ST, ППУ Аметист RBD K-FONIK GK ППУ Аметист RBD K-FONIK GK	45 240 2000 240 2000	32 25 2 25 2	4	8	10	9	25	40	51	50
9 ACOUSTIC BLOCK TECHNO	60/2000	57	7	9	17	15	20	24	35	46

Приложение Г

Динамические характеристики виброизолирующих материалов

Т а б л и ц а Г.1 – Динамический модуль упругости и относительное сжатие материала упругого слоя при нагрузке на виброизолирующий слой

Материалы	Плотность, кг/м ²	Динамический модуль упругости E_d , Па, и относительное сжатие ϵ материала звукоизоляционного слоя при нагрузке на звукоизоляционный слой, Па					
		2000		5000		10000	
		E_d	ϵ	E_d	ϵ	E_d	ϵ
Плиты минераловатные на синтетическом связующем: - полужесткие - жесткие	70–90	$3,6 \cdot 10^5$	0,5	$4,5 \cdot 10^5$	0,55	$5,6 \cdot 10^5$	0,7
	95–100	$4,0 \cdot 10^5$	0,5	$5,0 \cdot 10^5$	0,55	$6,0 \cdot 10^5$	0,65
	110–125	$4,5 \cdot 10^5$	0,5	$5,5 \cdot 10^5$	0,5	$7,0 \cdot 10^5$	0,6
	130–150	$5,0 \cdot 10^5$	0,4	$6,0 \cdot 10^5$	0,45	$8,0 \cdot 10^5$	0,55
Плиты из изовербального волокна на синтетическом связующем	70–90	$1,9 \cdot 10^5$	0,1	$2,0 \cdot 10^5$	0,15	$2,6 \cdot 10^5$	0,2
	100–120	$2,7 \cdot 10^5$	0,08	$3 \cdot 10^5$	0,10	$4,0 \cdot 10^5$	0,15
	125–150	$3,6 \cdot 10^5$	0,07	$5,0 \cdot 10^5$	0,08	$6,5 \cdot 10^5$	0,1
Маты минераловатные прошивные	75–125	$4,0 \cdot 10^5$	0,65	$5,0 \cdot 10^5$	0,7	–	–
	126–175	$5,0 \cdot 10^5$	0,5	$6,5 \cdot 10^5$	0,55	–	–
Прессованная пробка	200	$11,0 \cdot 10^5$	0,1	$12 \cdot 10^5$	0,2	$12,5 \cdot 10^5$	0,25
Материалы из пенополиэтилена и пенополипропилена: Велимат Пенополиэкс Изолон (ППЭ–Л–3020) Изолон (ППЭ–Л–3010) Энергофлекс, пенофол, вилатерм Парколаг Термофлекс Порилекс (НПЭ) Этафом (ППЭ–Р) Пенотерм		$1,4 \cdot 10^5$	0,19	$1,6 \cdot 10^5$	0,37	–	–
		$1,8 \cdot 10^5$	0,02	$2,5 \cdot 10^5$	0,1	–	–
		$2,0 \cdot 10^5$	0,05	$3,4 \cdot 10^5$	0,1	–	–
		$2,3 \cdot 10^5$	0,04	$3,7 \cdot 10^5$	0,08	–	–
		$2,7 \cdot 10^5$	0,04	$4,0 \cdot 10^5$	0,1	–	–
		$2,6 \cdot 10^5$	0,1	$3,7 \cdot 10^5$	0,15	–	–
		$4,0 \cdot 10^5$	0,03	$5,1 \cdot 10^5$	0,1	–	–
		$4,7 \cdot 10^5$	0,15	$5,8 \cdot 10^5$	0,2	–	–
		$6,4 \cdot 10^5$	0,02	$8,5 \cdot 10^5$	0,1	–	–
		$6,6 \cdot 10^5$	0,1	$8,5 \cdot 10^5$	0,2	–	–
П р и м е ч а н и я 1 Для нагрузок на виброизолирующий слой, не указанных в настоящей таблице, величины E_d и ϵ следует принимать по линейной интерполяции в зависимости от фактической нагрузки. 2 В настоящей таблице даны ориентировочные величины E_d и ϵ, более точные данные следует брать из сертификатов на материалы.							

Приложение Д

Примеры акустических расчетов систем вентиляции и кондиционирования воздуха

Пример Д.1

Определение октавных уровней звукового давления в кабинете врача при проникновении шума через одно воздуховодное устройство

Исходные данные: вытяжная вентиляционная система с радиальным вентилятором ВР 80-75 № 6,3 с параметрами $Q = 12700 \text{ м}^3/\text{ч}$; $P_v = 1020 \text{ Па}$; $n = 730 \text{ об/мин}$, работающим в режиме максимума КПД.

Воздух забирается через жалюзийную решетку типа РР размером $200 \times 200 \text{ мм}$ (коэффициент живого сечения 0,7) из кабинета объемом 150 м^3 . Решетка расположена на середине стены под потолком помещения на расстоянии 1,3 м от ближайшего рабочего места. Схема вытяжной системы представлена на рисунке Д.1.

Требуется определить: октавные уровни шума на рабочем месте в помещении, величины требуемого его снижения и на основании расчета подобрать глушитель шума.

Решение: октавные УЗД на рабочем месте определяются по формуле (25) СП 271.1325800.2016. Расчет сводим в таблицу Д.1.

Уровни звуковой мощности вентилятора определяются по формулам (1), (2) либо по данным компании-изготовителя (по КATALOGУ). В последнем случае необходимо учитывать условия измерений при определении УЗМ вентилятора.

При расчете необходимо учитывать потери УЗМ на элементах вентиляционной сети по пути распространения шума от вентилятора до обслуживаемого помещения. Промежуточные результаты округляем до целого.

Т а б л и ц а Д.1 – Результаты расчета

Рассматриваемая величина	Ссылка*	Значения рассматриваемой величины, дБ, на среднегеометрических частотах октавных полос, Гц								
		31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1 Октавные УЗМ вентилятора L_{wi} , дБ	Каталог									
		85	88	89	93	95	91	87	82	74
2 Поправка ΔL_2 , дБ	Таблица 6.2	10	7	3	1	—	—	—	—	—
3 Уровни звуковой мощности вентилятора, излучаемые в присоединенный воздуховод, дБ										
		95	95	92	94	95	91	87	82	74
Снижение УЗМ										
4 В плавном повороте 800 мм, дБ	Таблица 7.3									
		0	0	0	1	2	3	3	3	3
5 При внезапном										

расширении $m = 0,5$, дБ	Формулы (16)–(19)									
		1	1	1	1	1	0	0	0	0
6 При внезапном сужении $m = 8,9$, дБ	Формулы (16)–(19)									
		5	5	5	5	5	10	10	10	10
7 В разветвлении $m = 1,8$ ($F_{отв} = 0,09 \text{ м}^2$), дБ	Формула (20)									
		7	7	7	7	7	7	7	7	7
8 В двух плавных поворотах 300 мм, дБ	Таблица 7.3									
		0	0	0	0	2	4	6	6	6
		0	0	0	0	2	4	6	6	6
9 В прямоугольном повороте 150 мм, дБ	Таблица 7.2									
		0	0	0	0	1	5	7	5	3
10 В разветвлении 0,86 $m = 0,86$, ($F_{отв} = 0,015 \text{ м}^2$), дБ	Формула (20)									
		9	9	9	9	9	9	9	9	9
		9	9	9	9	9	9	9	9	9
11 В воздуховоде 300×300 мм длиной 10 м, дБ	Таблица 7.1									
		6	6	6	5	3	2	2	2	2
12 В разветвлении $m = 0,86$ ($F_{отв} = 0,015 \text{ м}^2$), дБ	Формула (20)									
		9	9	9	9	9	9	9	9	9
13 При отражении от конца решетки РР 200×200, дБ	Таблица 7.5									
		20	16	12	8	4	1	0	0	0
14 Суммарные потери УЗМ, дБ	Пункты** 4–13									
		57	53	49	45	43	50	53	51	49
15 Уровни звуковой мощности, дБ, на выходе в помещение	Пункты** 3–14									
		38	42	43	49	52	41	34	31	25
		38	42	43	49	52	41	34	31	25
Акустическая характеристика помещения										
16 Постоянная помещения B , м ²	Формула (22)									
		21,2	20	18,7	17,5	20	25	35	45	62,5
17 Параметр $f\sqrt{B}$, Гц·м	Рисунок 8.1									
		6,3	12,6	25	50	100	200	400	800	1600
18 Фактор направленности Φ_i	Рисунок 8.1									
		1	1	0,9	0,2	0,3	0,4	0,5	0,5	0,4
19 Величина $\Phi/\pi r^2$ ($r = 1,3 \text{ м}$)	Формула (21)									
		0,19	0,19	0,17	0,04	0,06	0,08	0,09	0,09	0,08
20 Величина $4/B$	Формула (21)									
		0,19	0,2	0,21	0,23	0,2	0,16	0,11	0,09	0
21 Величина $10\lg(\Phi/\pi r^2 + 4/B)$, дБ	Формула (21)									
		–4	–4	–4	–6	–6	–6	–6	–7	–11
Уровни шума в помещении в расчетной точке										
22 Уровни звуковой мощности в помещении, дБ	Формула (21)									
		34	38	39	43	46	35	28	24	14
23 Допустимые УЗД, дБ	Таблица 5.1									
		71	54	43	35	29	25	22	20	18
24 Требуемое снижение шума, дБ	Формула (43)									
		–	–	–	8	17	10	6	4	–
25 Эффективность глушителя с пласти- нами длиной 1000 мм Толщиной 200 мм, на расстоянии 200 мм, дБ	ХКА200 TROX TECH- NIK									
	Каталог									
		–	2	5	11	22	25	18	11	7

* Таблицы, формулы и рисунок см. в СП 271.1325800.

** Пункты настоящей таблицы.

П р и м е ч а н и е – В настоящем расчете приведена эффективность пластинчатого глушителя шума по данным Каталога «Воздушные клапаны. Шумоглушители. Наружные жалюзийные решетки» фирмы TROXTECHNIK, 2016.

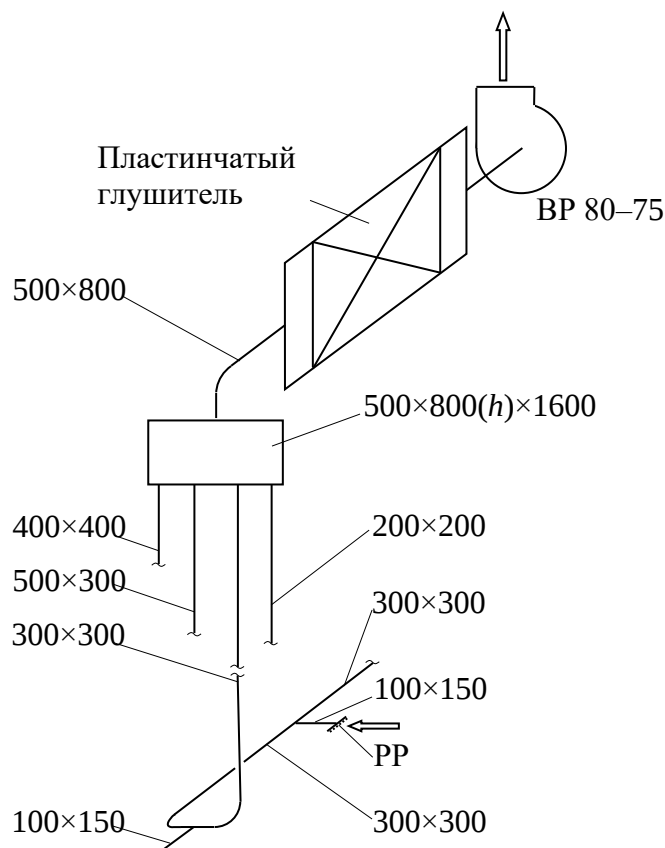


Рисунок Д.1 – Схема вытяжной вентиляционной сети – сторона всасывания

Пример Д.2

Определение октавных уровней звукового давления в помещении при проникновении шума через несколько воздухораспределительных устройств

Исходные данные: те же, что в примере Д.1, только воздух забирается через четыре решетки, находящиеся от расчетной точки на расстояниях $r_1 = 4$ м, $r_2 = 1,3$ м, $r_3 = 4$ м, $r_4 = 8$ м.

Расчет проводим по формуле (26) СП 271.1325800.2016, результаты представлены в таблице Д.2.

m – количество воздухораспределительных устройств (решеток), ближайших к расчетной точке, от одной вентиляционной системы (то есть решеток, для которых $r_i \leq 5r_{\min}$, здесь $r_{\min}$ – расстояние, м, от расчетной точки до акустического центра ближайшей решетки). Таким образом, число решеток, для которых соблюдается это условие, равно 3 ($m = 3$).

Т а б л и ц а Д.2 – Результаты расчета

Рассматриваемая величина	Ссылка*	Значения рассматриваемой величины, дБ, на среднегеометрических частотах октавных полос, Гц								
		31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1 Уровни звуковой мощности вентилятора, излучаемые в присоединенный воздуховод, дБ	Таблица Д.1									
		95	95	92	94	95	91	87	82	74
2 Потери УЗМ вентилятора по пути распространения шума ΔL_w , дБ	Таблица Д.1									
		57	53	49	45	43	50	53	51	49
3 Постоянная помещения B , м ²	Формула (22)									
		21,25	20	18,75	17,5	20	25	35	45	62,5
4 Фактор направленности Φ шума, излучаемого из из решеток	Рисунок 8.1 кривая Г									
		1	1	0,9	0,2	0,3	0,4	0,5	0,5	0,4
5 $\Phi/\pi r^2_1$, $\Phi/\pi r^2_3$ $\Phi/\pi r^2_2$		0,029	0,029	0	0	0	0	0	0	0
		0,19	0,19	0,17	0,04	0,06	0,08	0,09	0,09	0,08
6 Величина $4n/B$, $n = 4$		0,750	0,8	0,86	0,91	0,8	0,64	0,46	0,36	0,26
7 Величина $\sum_{m=i}^{m=3} \Phi_i / S_i + 4n/B$	Формула (26)									
		0,98	1,03	1,03	0,95	0,86	0,72	0,55	0,45	0,34
8 $10\lg$ величины по пункту 7**	Формула (26)	0	0	0	0	–1	–1	–3	–3	–5
Уровни шума в помещении в расчетной точке										
9 Уровни звукового давления, дБ	Формула (26)	38	42	43	49	51	40	31	28	20
* Таблицы, формулы и рисунок см. в СП 271.1325800. ** Пункт настоящей таблицы.										

Пример Д.3

Определение уровней звукового давления на прилегающей к зданию территории

Исходные данные: центробежный вентилятор ВР 80–75 № 12,5 установлен в вентиляционной камере промышленного здания и выбрасывает воздух через металлический воздуховод диаметром 1250 мм, оголовок которого находится на кровле (рисунок Д.2). График работы установки – круглосуточный.

Аэродинамические параметры вентилятора: производительность 50000 м³/ч, полное давление 1800 Па, частота вращения 750 об/мин. Отклонение режима работы вентилятора в сети от режима максимума КПД – 10 %.

На кровле расположены еще четыре вентиляционные шахты, которые создают в расчетной точке на прилегающей территории уровни звукового давления, отличающиеся менее чем на 10 дБ от уровней, создаваемых при работе рассматриваемой установки.

Требуется определить: уровни звукового давления у окон соседнего жилого дома, расположенного на расстоянии 30 м от оголовка этойой вытяжной системы, выявить требуемое снижение шума и подобрать глушитель.

Решение: уровни звукового давления на прилегающей территории не должны превышать 40 дБА.

Октавные уровни звуковой мощности вентилятора, излучаемой в воздуховод нагнетания, определяем по формуле (1) СП 271.1325800.2016.

Критерий шумности $L_{кт} = 50$ дБ (таблица А.1 СП 271.1325800.2016).

$50 + 20\lg 1200/10 + 10\lg 50000/3600 + 2 = 50 + 41,6 + 11,4 + 2 = 105,0$ дБ.

Дальнейший расчет, учитывающий поправки в формуле (1), сведен в таблицу Д.3.

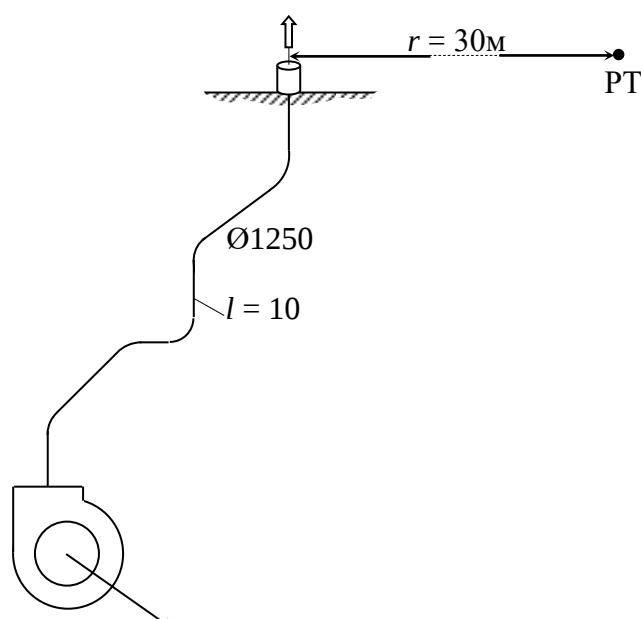


Рисунок Д.2 – Схема вытяжной вентиляционной сети – сторона нагнетания

Т а б л и ц а Д.3 – Результаты расчета

Рассматриваемая величина	Ссылка*	Значения рассматриваемой величины, дБ, на среднегеометрических частотах октавных полос, Гц								
		31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1 Поправка ΔL_1 ($n = 750$ об/мин), дБ	Таблица 6.1	6	5	4	7	10	15	18	24	30
2 Поправка ΔL_2 , дБ (патрубок 875×875 мм)	Таблица 6.2	8	5	2	0	0	0	0	0	0
3 Октавные УЗМ вентилятора L_{wi} , дБ	Формула (1)	107	105	103	98	95	90	87	81	75
4 Снижение УЗМ в пяти плавных поворотах Ø1250 мм, дБ	Таблица 7.3	0	0	5	10	15	15	15	15	15
5 Снижение УЗМ при отражении от конца воздуховода, дБ	Таблица 7.6	7	4	1	0	0	0	0	0	0

6 Снижение УЗМ в воздуховоде $\varnothing 1250$ мм длиной 10 м, дБ	Таблица 7.1									
		0	0	0	0	1	1	1	1	1
7 Уровни звуковой мощности на выходе из воздуховода, $L_{W\text{вых}}$, дБ										
		100	101	97	88	79	74	71	65	59
8 Показатель направленности ΔL_n , дБ	Рисунок 8.3									
		-5	-5	-5	-5	-5	-5	-5	-5	-5
9 $20\lg r$, при $r=30$ м, дБ	Формула (36)	30	30	30	30	30	30	30	30	30
10 $10\lg \Omega$, при $\Omega=2\pi$, дБ	Формула (36)	8	8	8	8	8	8	8	8	8
11 Уровни звуковой мощности в расчетной точке от рассмотренной системы, дБ	Формула (36)									
		57	58	54	45	36	31	28	22	16
12 Допустимый УЗД для территории жилой застройки, ночь, дБ	Таблица 5.1									
		78	62	52	44	39	35	32	30	28
13 Требуемое снижение шума $\Delta L_{\text{треб}}$, дБ, в расчетной точке при $n = 5$	Формула (44)									
		–	3	9	8	4	3	3	–	–
14 Эффективность глушителя шума длиной 2000 мм с пластинами толщиной 200 мм на расстоянии 200 мм	ХКА200 TROX TECHNIK Каталог									
		–	4	9	20	41	45	30	17	10
* Таблицы, формулы и рисунок см. в СП 271.1325800.										
П р и м е ч а н и я 1 Определяющие частотные диапазоны при подборе глушителей для систем вентиляции, как правило, низко- и среднечастотные диапазоны. 2 В расчете приведена эффективность пластинчатого глушителя шума по данным Каталога «Воздушные клапаны. Шумоглушители. Наружные жалюзийные решетки» фирмы TROXTECHNIK, 2016.										

Пример Д.4

Определение уровней звукового давления в помещении при проникновении шума через стенки «шумного» воздуховода, проходящего транзитом по помещению

Исходные данные: воздуховод вытяжной системы круглого сечения диаметром 630 мм, длиной 5 м с толщиной стенок 0,7 мм проходит через административное помещение размерами 8×5×4,5 м. В системе установлен радиальный вентилятор ВР 80-75 № 6,3 с параметрами $Q = 12700 \text{ м}^3/\text{ч}$; $P_v = 1020 \text{ Па}$; $n = 730 \text{ об/мин}$, работающий в режиме отклонения от максимума КПД на 20 %. От вентилятора к рассматриваемому помещению подходит воздуховод диаметром 630 мм и длиной 10 м.

Требуется определить: уровни звукового давления, создаваемые в помещении транзитным воздуховодом.

Решение: октавные уровни звукового давления определяем по формуле (31) СП 271.1325800.2016. Расчет сведен в таблицу Д.4.

Т а б л и ц а Д.4 – Результаты расчета

Рассматриваемая величина	Ссылка*	Значения рассматриваемой величины, дБ, на среднегеометрических частотах октавных полос, Гц								
		31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1 Октавные УЗМ вентилятора L_{W_i} , дБ	Каталог	85	88	89	93	95	91	87	82	74
2 Поправка $\Delta L_{\text{реж}}$, дБ, на отклонение от режима $\eta_{\text{макс}}$	Рисунок 6.1	4	4	4	4	4	4	4	4	4
3 Поправка ΔL_2 , дБ	Таблица 6.2	10	7	3	1	–	–	–	–	–
4 Уровни звуковой мощности вентилятора, излучаемые в присоединенный воздуховод, дБ	Пункты** 1+2+3	99	99	96	98	99	95	91	86	78
5 Снижение УЗМ в воздуховоде $\varnothing$ 630 мм длиной 10 м, $\Delta L_{W_{\text{сети}}}$, дБ	Формула (31)	–	–	1	1	1	2	2	2	2
6 $10\lg S/F$, дБ, $S = 9,89\text{ м}^2$, $F = 0,31\text{ м}^2$	Формула (31)	15	15	15	15	15	15	15	15	15
7 Звуковая изоляция воздуховода, R_s , дБ	Формула (31)	3	8	15	18	23	26	30	34	37
8 Постоянная помещения B_u , м^2	Формула (22)	25	24	22,5	21	24	30	42	54	75
9 $10\lg B_u$, дБ	Формула (31)	14	14	14	13	14	15	16	17	19
10 Уровни звукового давления в помещении, дБ	Формула (31)	100	95	84	84	79	70	61	51	38
* Таблицы, формулы и рисунок см. в СП 271.1325800. ** Пункты настоящей таблицы.										

Пример Д.5

Определение уровней звукового давления в помещении, в которое проникает шум по воздуховоду из соседнего помещения с источником шума

Исходные данные: источник шума находится в помещении, граничащим с соседним «тихим» помещением вентиляционной сетью (рисунок Д.4).

Из помещения с источником шума шум проникает через вентиляционную решетку 200×200 мм ($F_{\text{жс}} = 0,7$) и воздуховод диаметром 200 мм длиной 0,4 м в магистральный участок диаметром 400 мм длиной 6 м и далее через ответвление диаметром 200 мм длиной 0,4 м и решетку 200×200 мм ($F_{\text{жс}} = 0,7$) в тихое помещение объемом 60 м^3 .

Требуется определить: уровни звукового давления в тихом помещении.

Расчет уровней звукового давления в тихом помещении выполняется с учетом суммарного снижения УЗМ по пути распространения звука по вентиляционной сети из одного помещения в другое.

Решение: октавные уровни звукового давления определяем по формуле (30) СП 271.1325800.2016. Расчет сведен в таблицу Д.5.

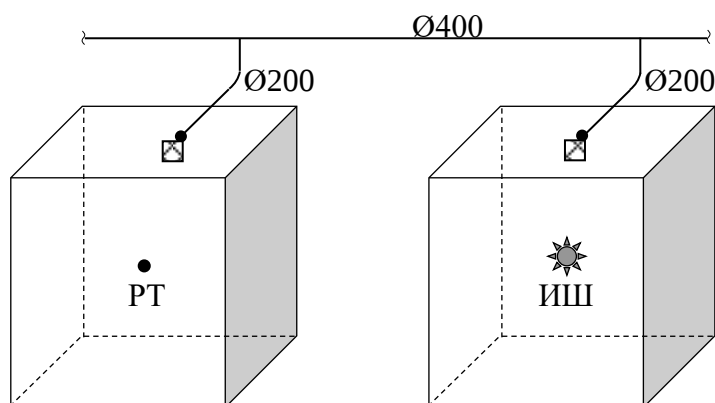


Рисунок Д.4 – Схема расположения источника шума и расчетной точки в помещениях, соединенных вентиляционной сетью

Т а б л и ц а Д.5 – Результаты расчета

Рассматриваемая величина	Ссылка*	Значения рассматриваемой величины, дБ, на среднегеометрических частотах октавных полос, Гц								
		31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1 Октавные УЗД вентилятора L_i , дБ	Формулы (23), (24)	86	84	87	84	77	72	66	60	53
2 Снижение УЗМ при отражении от конца решетки, дБ	Таблица 7.5									
		20	16	11	7	3	0	0	0	0
3 Снижение УЗМ в плавном повороте Ø200 мм, дБ	Таблица 7.3									
		0	0	0	0	0	1	2	3	3
4 Снижение УЗМ в тройнике на разветвлении, дБ	Формула (20)									
		8	8	8	8	8	8	8	8	8
5 Снижение УЗМ в воздуховоде Ø400 мм длиной 6 м, дБ	Таблица 7.1									
		0	0	1	1	1	1	1	1	1
6 Снижение УЗМ в тройнике на разветвлении, дБ	Формула (20)									
		10	10	10	10	10	10	10	10	10
7 Снижение УЗМ в плавном повороте Ø200 мм, дБ	Таблица 7.3									
		0	0	0	0	0	1	2	3	3
8 Снижение УЗМ при отражении от конца решетки, дБ	Таблица 7.5									
		20	16	11	7	3	0	0	0	0

9 Суммарное снижение шума, дБ	Пункты** 2+8	58	50	41	33	25	21	24	25	25
10 $10\lg B_{\text{и}}$, дБ	Формула (30)	10	9	9	8	9	10	11	13	14
11 $10\lg S_{\text{р}}$, дБ	Формула (30)	-16	-16	-16	-16	-16	-16	-16	-16	-16
12 Уровни звукового давления в помещении, дБ	Формула (30)	2	9	21	27	27	25	15	6	–
* Таблицы, формулы и рисунок см. в СП 271.1325800. ** Пункты настоящей таблицы.										

Пример Д.6

Определение уровней звукового давления в помещении, в которое проникает шум по воздуховоду из соседнего помещения с источником шума

Исходные данные: источник шума находится в помещении размерами $5 \times 4 \times 3$ (h) м, через которое транзитом проходит воздуховод диаметром 400 мм длиной в пределах помещения 4 м (рисунок Д.5). Шум от источника проникает через стенки воздуховода толщиной 0,7 мм и далее по нему проникает в тихое помещение объемом 60 м^3 через воздуховод диаметром 400 мм длиной 7 м, ответвление диаметром 200 мм длиной 0,4 м и вентиляционную решетку 200×200 мм ($F_{\text{жс}} = 0,7$).

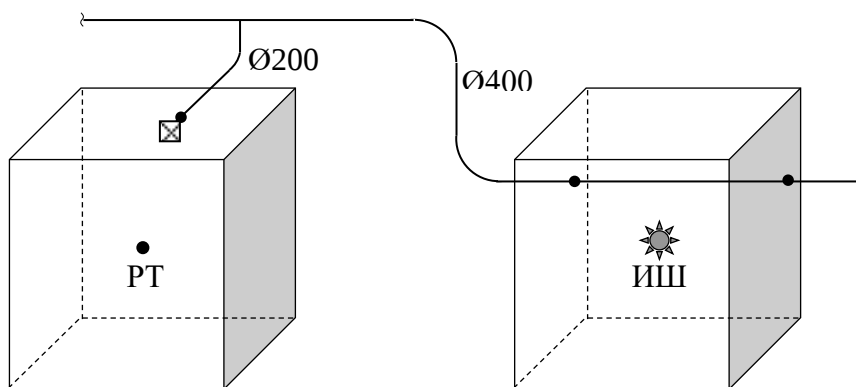


Рисунок Д.5 – Схема расположения источника шума и расчетной точки в помещениях, соединенных вентиляционной сетью

Требуется определить: уровни звукового давления в тихом помещении.

Расчет уровней звукового давления в тихом помещении выполняется с учетом суммарного снижения УЗМ по пути распространения звука по вентсети из одного помещения в другое.

Решение: октавные уровни звукового давления определяем по формуле (32) СП 271.1325800.2016. Расчет сведен в таблицу Д.6.

Т а б л и ц а Д.6 – Результаты расчета

Рассматриваемая величина	Ссылка*	Значения рассматриваемой величины, дБ, на среднегеометрических частотах октавных полос, Гц								
		31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1 Октавные УЗД вентилятора L_i , дБ	Формулы (23), (24)	86	84	87	84	77	72	66	60	53
2 Снижение УЗМ в двух плавных поворотах $\varnothing 400$ мм, дБ	Таблица 7.3	0	0	0	0	2	4	6	6	6
3 Снижение УЗМ в воздуховоде $\varnothing 400$ мм длиной 7 м, дБ	Таблица 7.1	0	0	1	1	1	1	1	1	1
4 Снижение УЗМ в тройнике на разветвлении, дБ	Формула (20)	10	10	10	10	10	10	10	10	10
5 Снижение УЗМ в плавном повороте $\varnothing 200$ мм, дБ	Таблица 7.3	0	0	0	0	0	1	2	3	3
6 Снижение УЗМ при отражении от конца решетки, дБ	Таблица 7.5	20	16	11	7	3	0	0	0	0
7 Суммарное снижение шума, дБ	Пункты** 2+6	30	26	22	18	16	16	19	20	20
8 $10\lg S$, дБ, $S=5$ м ²	Формула (32)	7	7	7	7	7	7	7	7	7
9 R_v , дБ	Формула (32)	1	8	15	18	23	26	30	34	37
10 $10\lg B_n$, дБ	Формула (32)	10	9	9	8	9	10	11	13	14
11 Уровни звукового давления в помещении, дБ	Формула (32)	52	48	48	47	36	27	13	–	–
* Таблицы, формулы и рисунок см. в СП 271.1325800. ** Пункты настоящей таблицы.										

Приложение Е

Примеры технических решений экранирования шума наружных источников систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха на объектах г. Москвы

Рассматриваемые наружные источники шума, воздействующие на окружающую среду, объединены в четыре группы по типу оборудования.

Группа Е.1 – Холодильные машины

Требуемое снижение шума двух мощных холодильных машин (ХМ1, ХМ2) типа RTAD и шести сухих охладителей (СО1–СО6) типа CXAN фирмы «ТРЕЙН», размещенных на кровле семиэтажного административного здания, в жилой застройке достигнуто за счет установки акустических экранов, приведенных на рисунке Е.1.

Акустический экран это непроницаемая для звука преграда металлический лист толщиной 0,7–1,2 мм или плоский асбестоцементный лист со звукопоглощающей облицовкой со стороны источника шума.

Как видно на рисунке Е.1, установленные экраны состоят из вертикальной и наклонной частей. Верхняя точка вертикальной части выше верхней точки источника шума на 1000 мм. В верхней вертикальной части экранов устанавливаются наклонные экраны (козырьки). Угол наклона козырьков 45° и 60°, длина – 1000 и 2000 мм. Экраны в плане выходят за абрисы источников шума (машин) на 2000 мм. Расстояние между корпусом источника шума (машины) и экраном 800 мм (необходимая ширина зоны обслуживания машин).

Здесь и далее звукопоглощающая облицовка АЭ соответствует конструктивной схеме, приведенной на рисунке 11.22.

Акустический экран, схема установки которого приведена на рисунках Е.2 и Е.3, обеспечивает защиту террасы ресторана от шума трех холодильных машин (ХМ1–ХМ3), установленных на открытой площадке здания многофункционального спортивно-рекреационного центра. Шум более мощной ХМ3, но более удаленной от зоны его воздействия, экранируется не только установленным экраном, но и другими машинами (ХМ1 и ХМ2).

Холодильная машина типа ACXHP (моноблок) фирмы «DUNHAM-BUSH» расположена на кровле жилого дома категории «А». Для защиты прилегающей жилой застройки от шума этой машины установлена система АЭ, как показано на рисунке Е.4. Видно, что для дополнительного забора воздуха осевых вентиляторов машины снизу экрана предусмотрена щель шириной 200 мм. Некоторое понижение за счет этого его эффективности компенсируется экранирующим действием парапета по краю кровли.

Для предотвращения образования повышенного структурного шума в помещениях под перекрытием предусмотрено виброизолирующее основание под машину, а также виброизоляция технологических труб в местах прохода через ограждения.

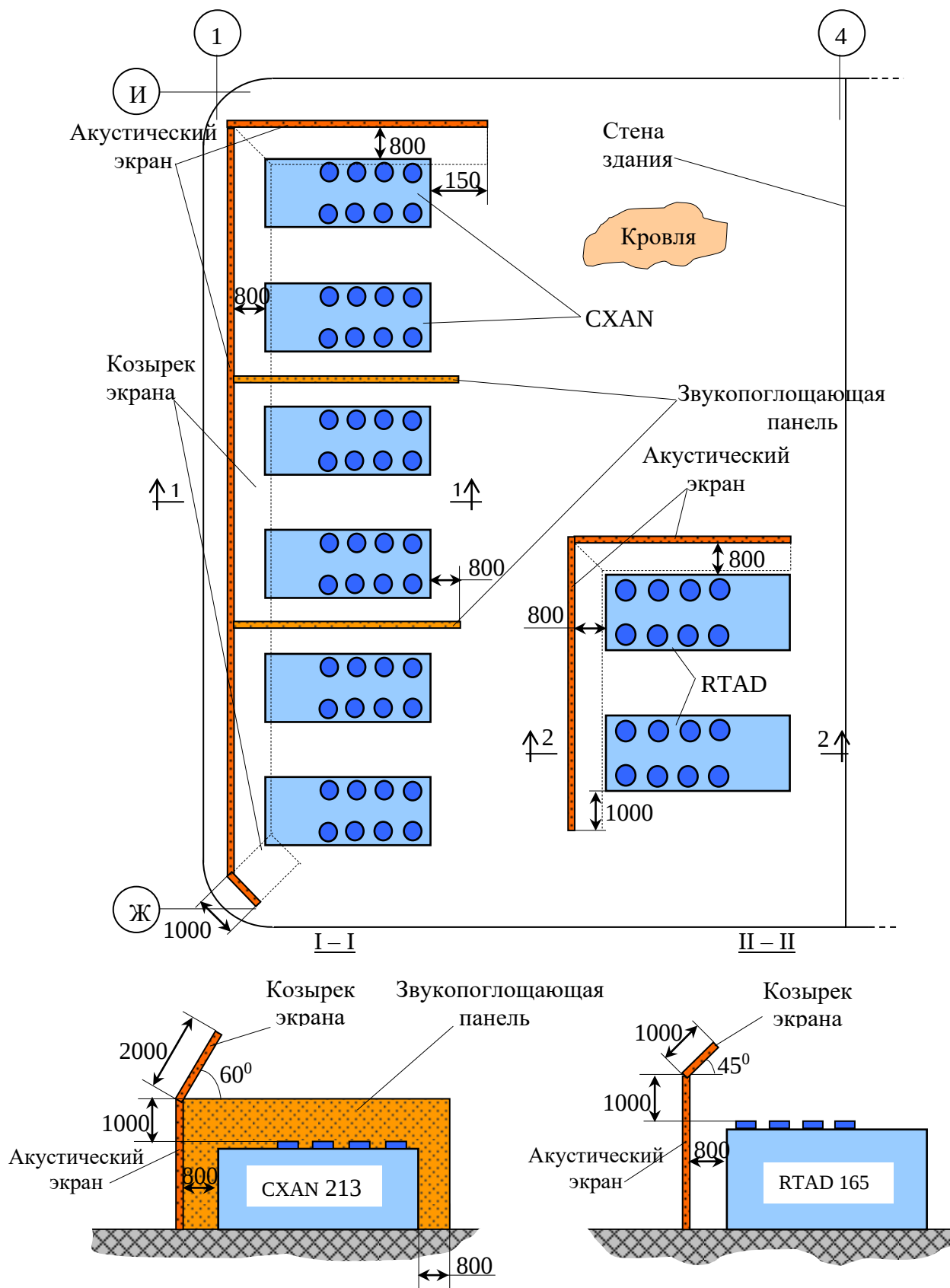


Рисунок Е.1 – Схема установки акустических экранов у источников шума

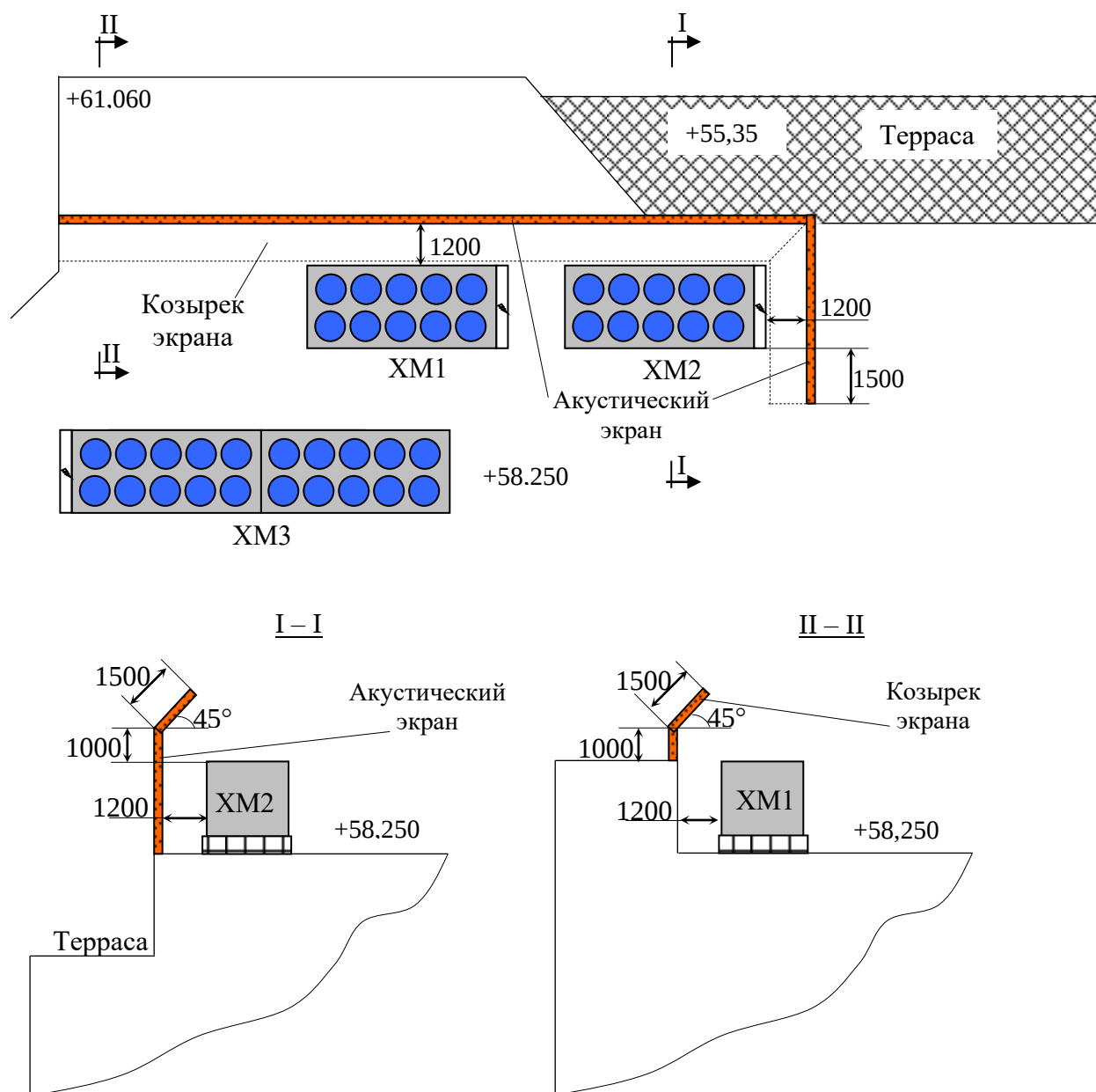


Рисунок Е.2 – Схема установки экранов у холодильных машин

Холодильные машины (две – типа NSB 5003 EOO и одна – типа NSB 4502 EFO) установлены на кровле шестиэтажного здания спортивных залов многофункционального спортивно-рекреационного центра. Защиту прилегающей к зданию жилой застройки от повышенного шума трех мощных холодильных машин в дневное время суток обеспечивает акустический экран, схема установки которого у существующей вентиляционной шахты показана рисунке Е.4. Экран жестко соединен со стенкой вентиляционной шахты. Звукопоглощающая облицовка предусмотрена выше этой шахты.

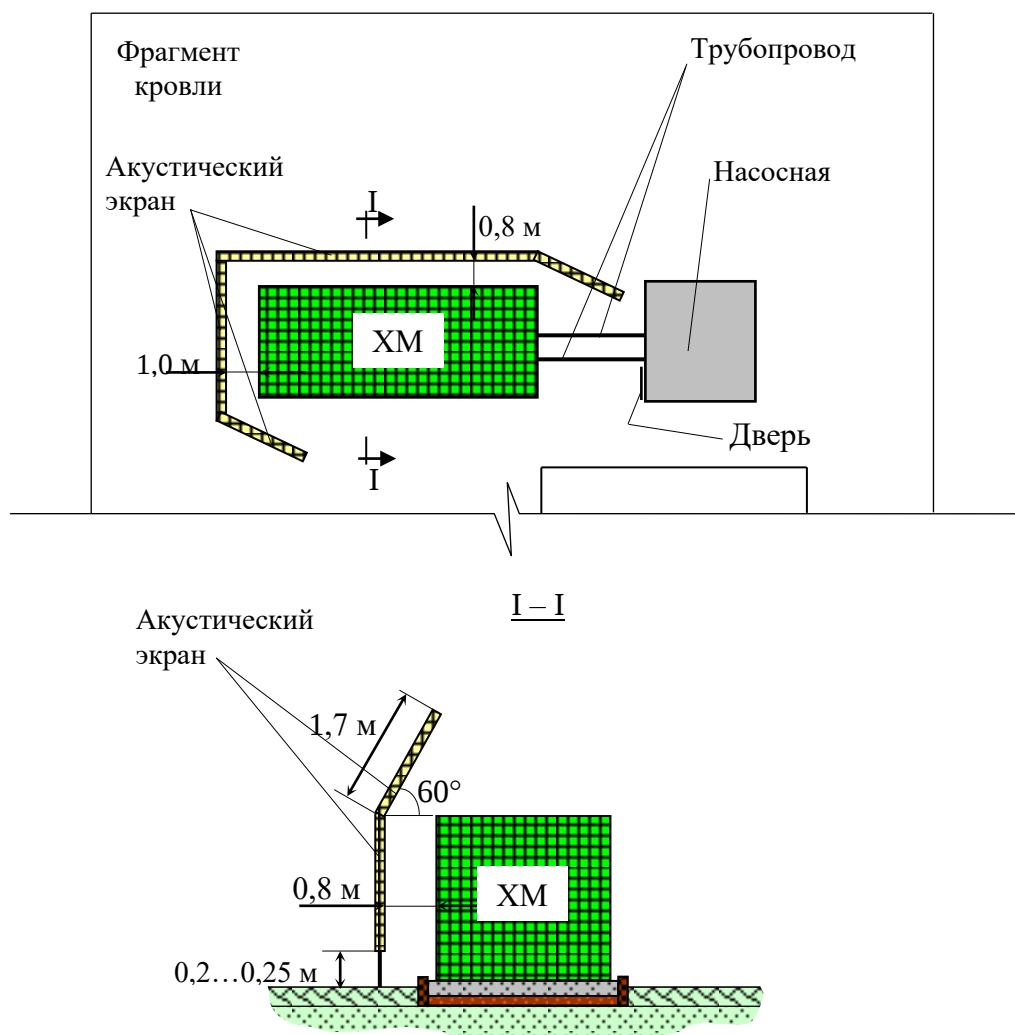


Рисунок E.3 – Акустический экран у холодильной машины

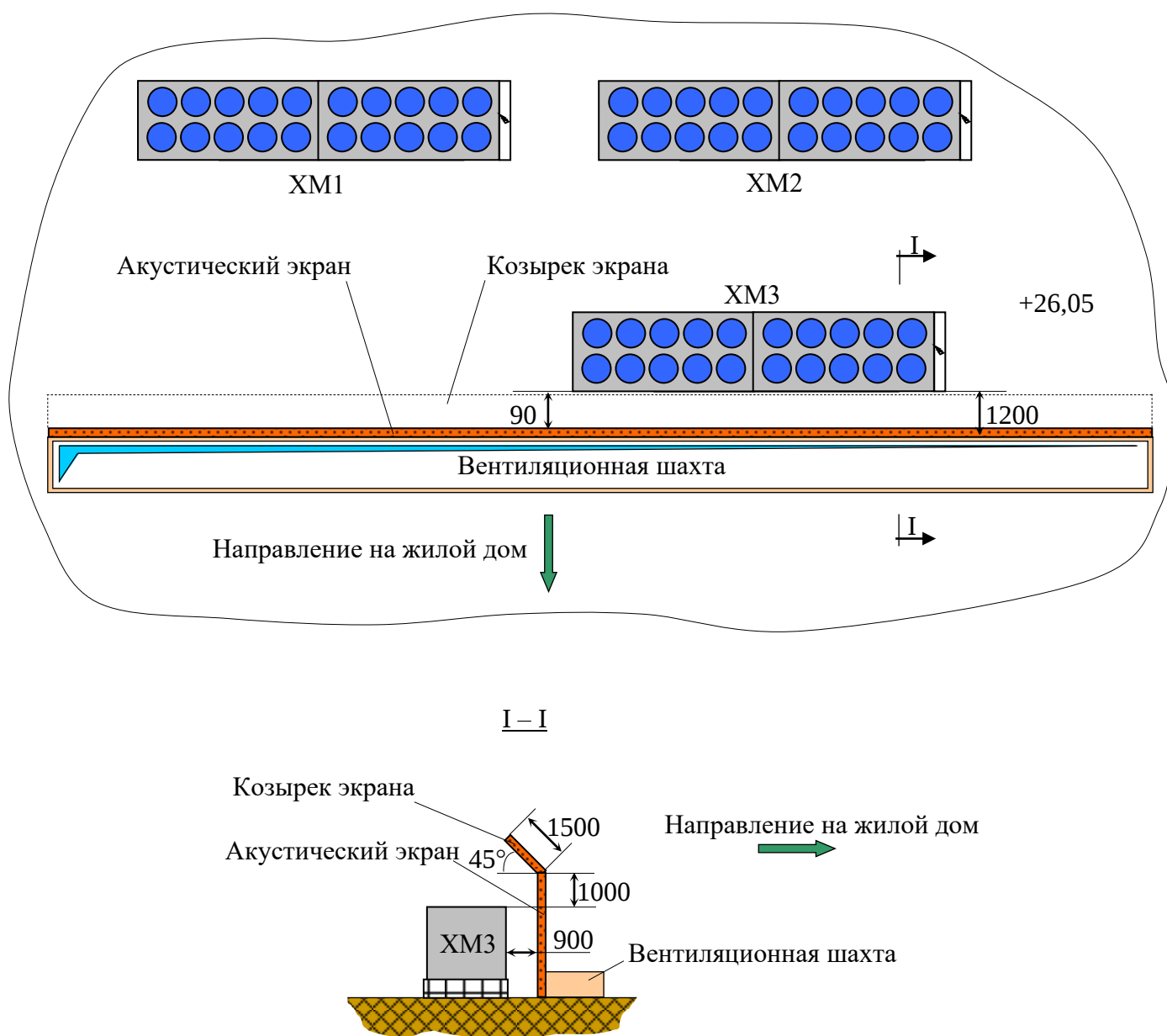


Рисунок Е.4 – Схема установки акустического экрана

Группа Е.2 – Сухие градирни и тепловые насосы

Требуемое снижение шума, излучаемого сухими градирнями комплекса зданий МТС-5 ОАО «Ростелеком», в жилом пятиэтажном доме, расположенном в 15 м от источников шума, достигнуто за счет установки АЭ со звукопоглощающими панелями. Схема установки экрана и панелей приведена на рисунке Е.5.

Экран установлен в торце сухих градирен, размещенных у забора предприятия на металлической платформе, со стороны жилого дома.

Высота экрана больше высоты машин на 2000 мм, ширина козырька 1000 мм. Расстояние от экрана до торцов машин от 500 до 900 мм.

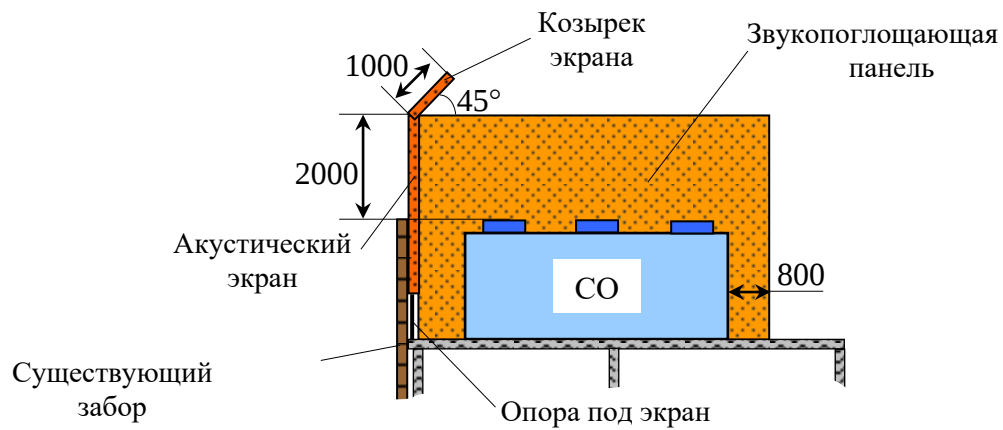
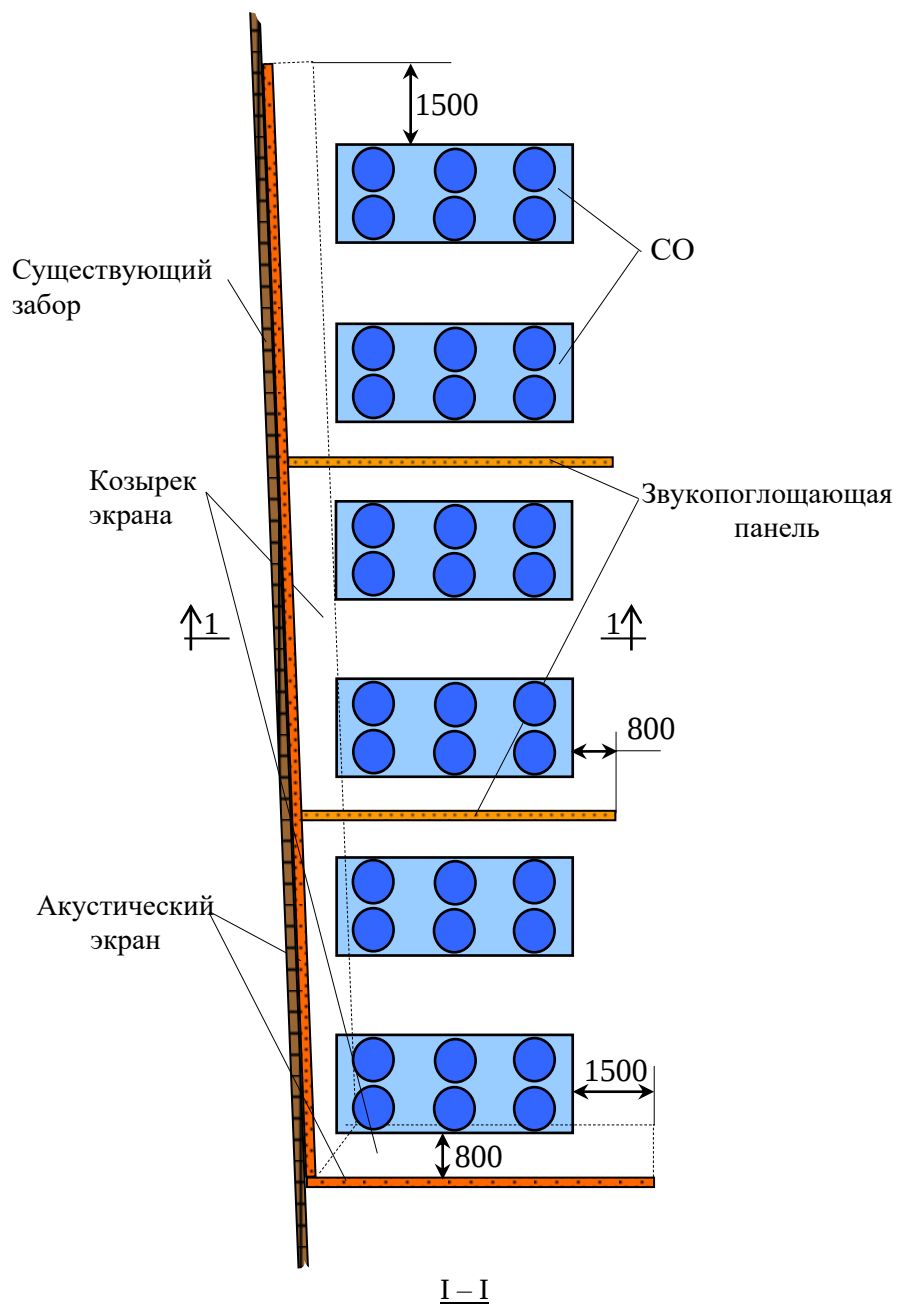


Рисунок Е.5 – Схема установки акустического экрана у сухих градирен

Требуемую защиту 12-этажного жилого дома от шума двух тепловых насосов типа СХАН700 административного здания многофункционального комплекса «Сибирское подворье» обеспечивает АЭ, схема установки которого представлена на рисунке Е.6.

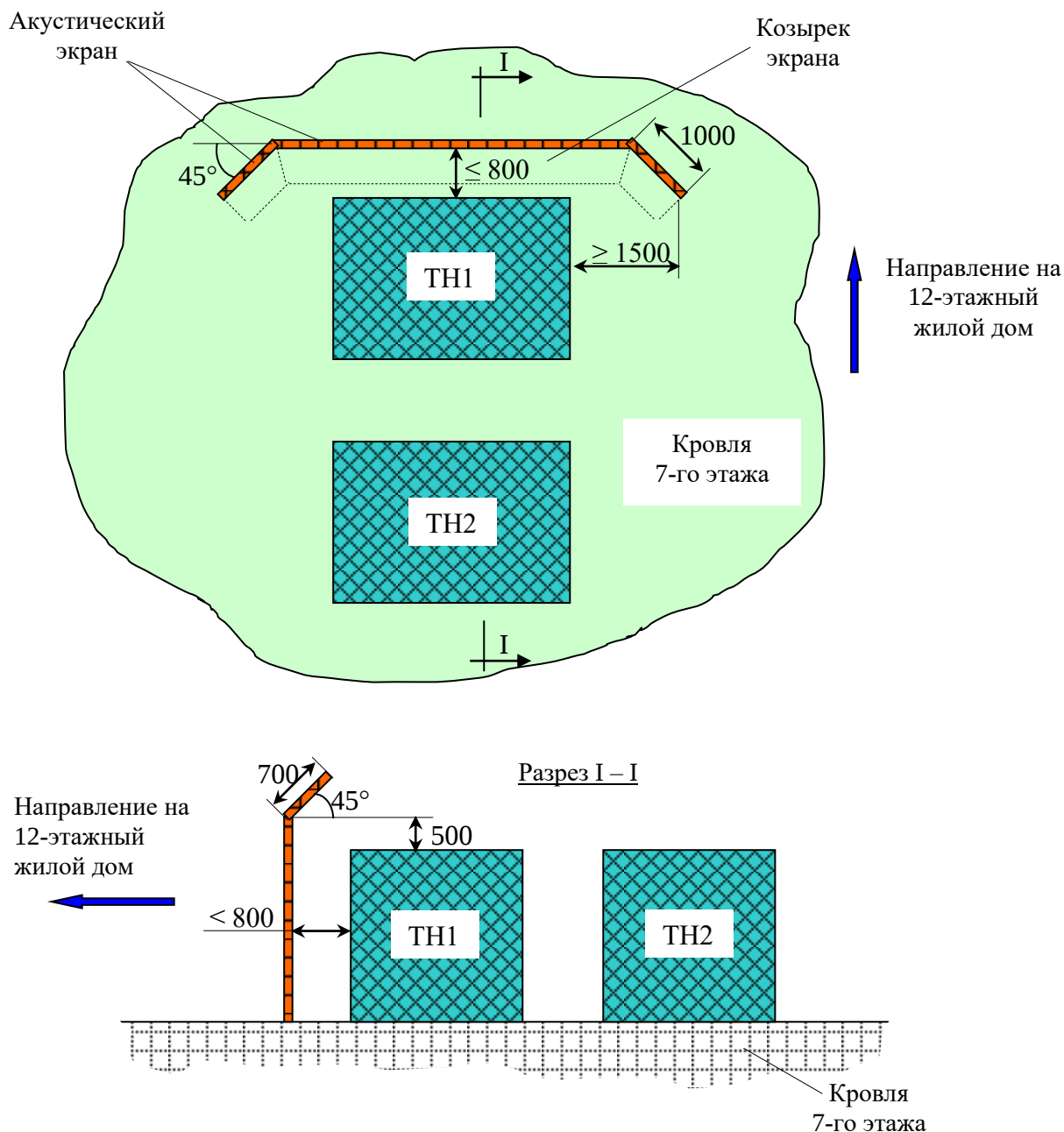


Рисунок Е.6 – Схема размещения акустического экрана у тепловых насосов

Как видно, верхняя точка вертикальной части АЭ выше верхней точки источника шума на 500 мм. Экран в плане выходит за абрис источника шума на 1500 мм. В верхней вертикальной части экрана установлен козырек шириной 700 мм, угол наклона козырька 45°.

Расстояние между корпусом источника шума и экраном 800 мм (минимальное расстояние, необходимое для обслуживания агрегатов).

Группа Е.3 – Наружные блоки кондиционеров

Защиту малоэтажных жилых домов категории А от воздействия шума наружного блока кондиционера обеспечивает система акустических экранов (выгородка), приведенная на рисунке Е.7.

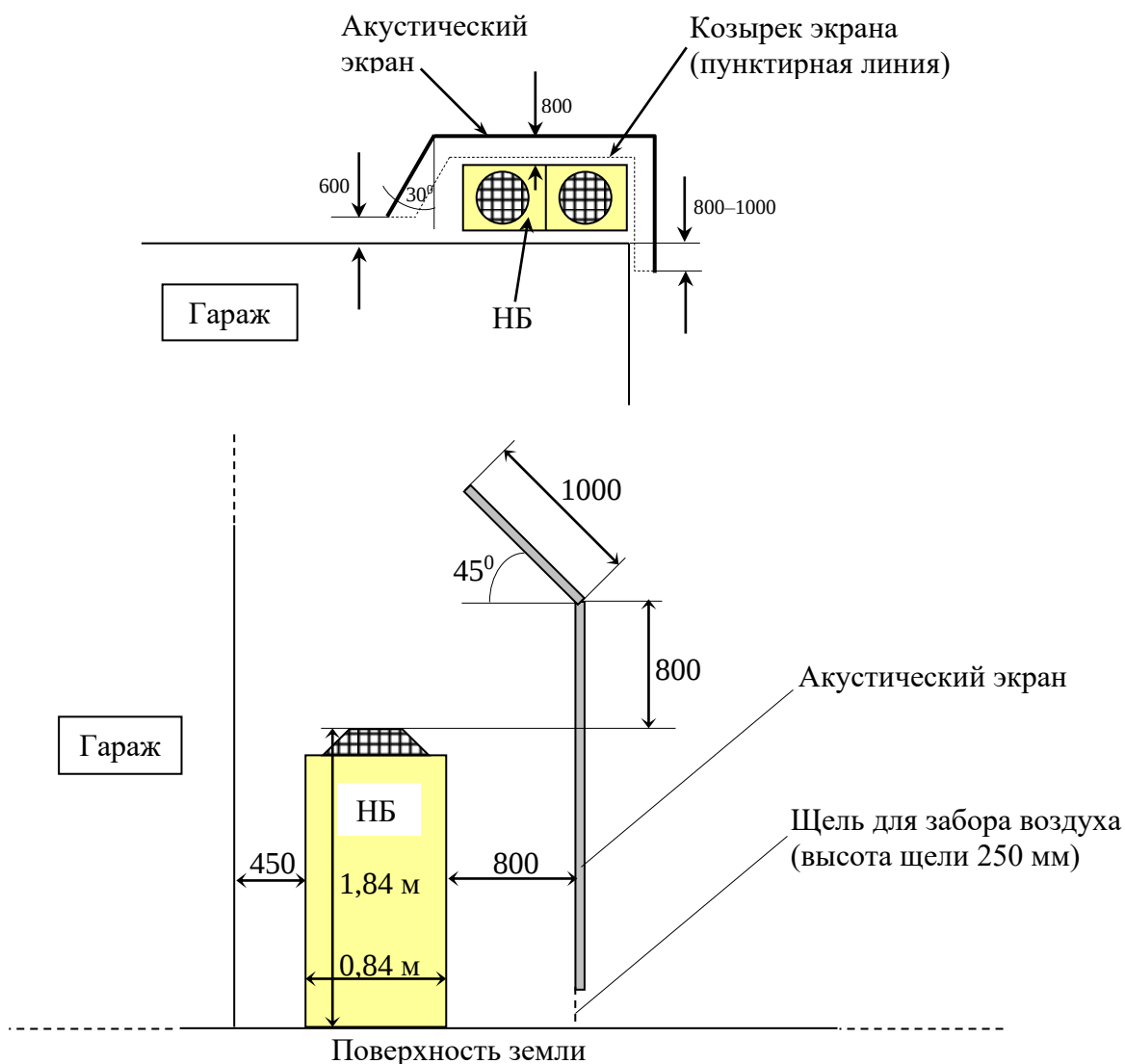


Рисунок Е.7 – Расположение системы экранов у наружного блока

Наружный блок типа P500YGM установлен у стены снаружи гаража коттеджа №310 в поселке Николино.

Необходимый забор воздуха осевых вентиляторов блока организован за счет щели шириной 250 мм в нижней части АЭ (между газоном и нижней кромкой экрана).

Акустический экран, приведенный на рисунке Е.8, обеспечивает защиту палат и операционных Боткинской больницы от шума двух мощных наружных конденсаторных блоков нового стационара «Мединцентр», расположенного на ее территории. Конденсаторные блоки один типа GVH-

052A/3 (1), другой типа GVH-082A/2 (2) – элементы системы кондиционирования воздуха в здании стационара.

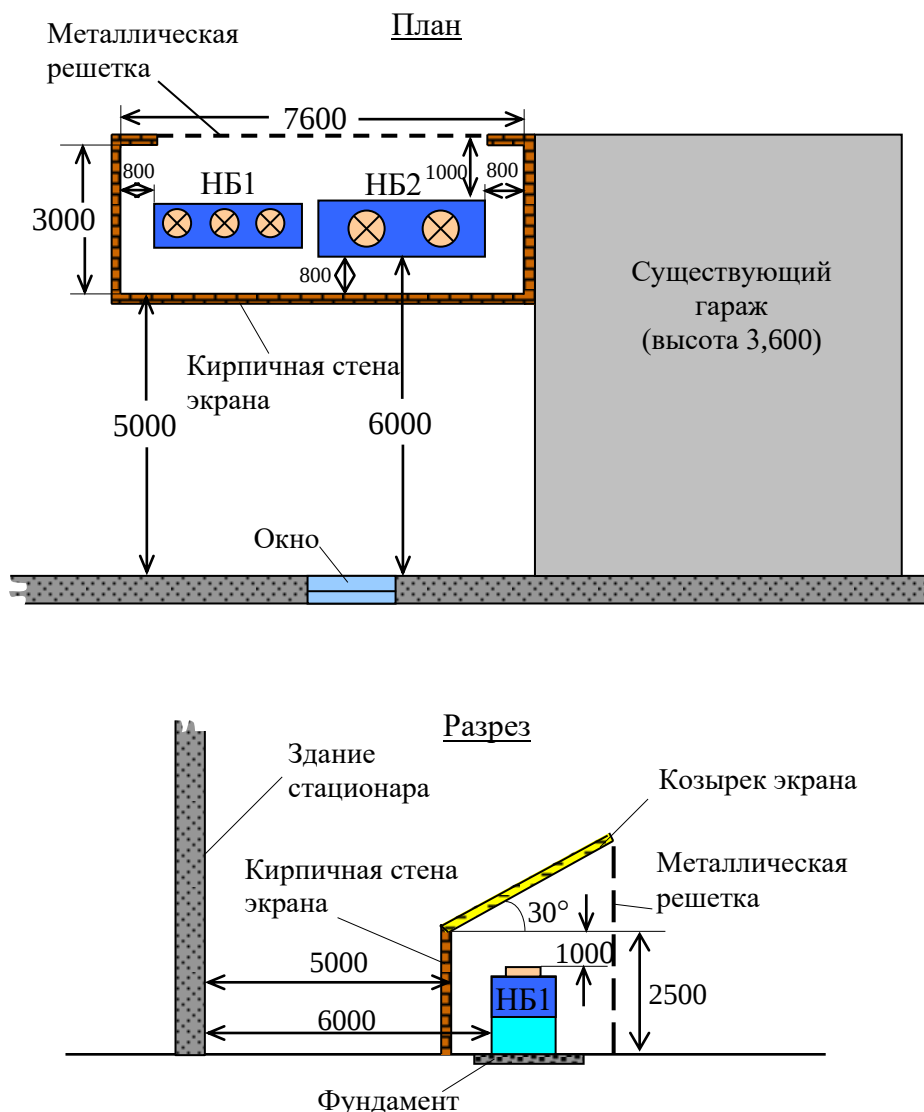


Рисунок Е.8 – Расположение акустического экрана у конденсаторных блоков

Требуемое снижение шума в жилых помещениях квартир, создаваемого наружными блоками кондиционеров, размещенными на технических балконах на всех этажах того же здания, обеспечивают АЭ и звукопоглощающие облицовки стен балконов (рисунок Е.9). Экраны устанавливаются перпендикулярно к наружной стене здания на боковом срезе технического балкона – в сторону лестничной клетки (вылет экрана – 0,8 м). АЭ – продолжение звукопоглощающей облицовки. Верх экрана закрыт металлическим козырьком, защищающим слой звукопоглощающего материала от проникновения атмосферных осадков.

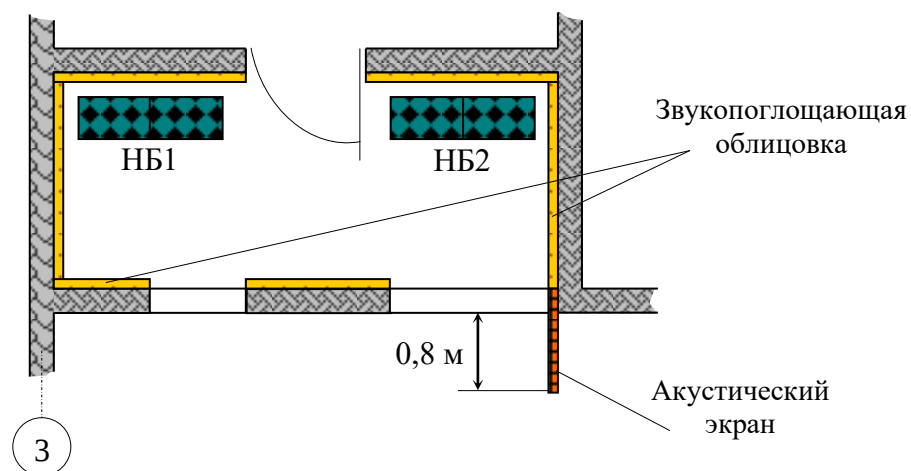


Рисунок Е.9 – Схема установки звукопоглощающей облицовки и экранов на технических балконах

Группа Е.4 – Вентиляционное оборудование

Требуемую защиту трех зон жилой застройки от шума вентиляционного оборудования обеспечивает система АЭ, показанная на рисунке Е.10. Видно, что экраны установлены с трех сторон вентиляционной шахты.

Вентиляционное оборудование (крышные вентиляторы, вентиляционные установки, воздуховоды) установлено на перекрытии выбросной вентиляционной шахты административного здания физкультурно-оздоровительного комплекса, который расположен в плотной жилой застройке.

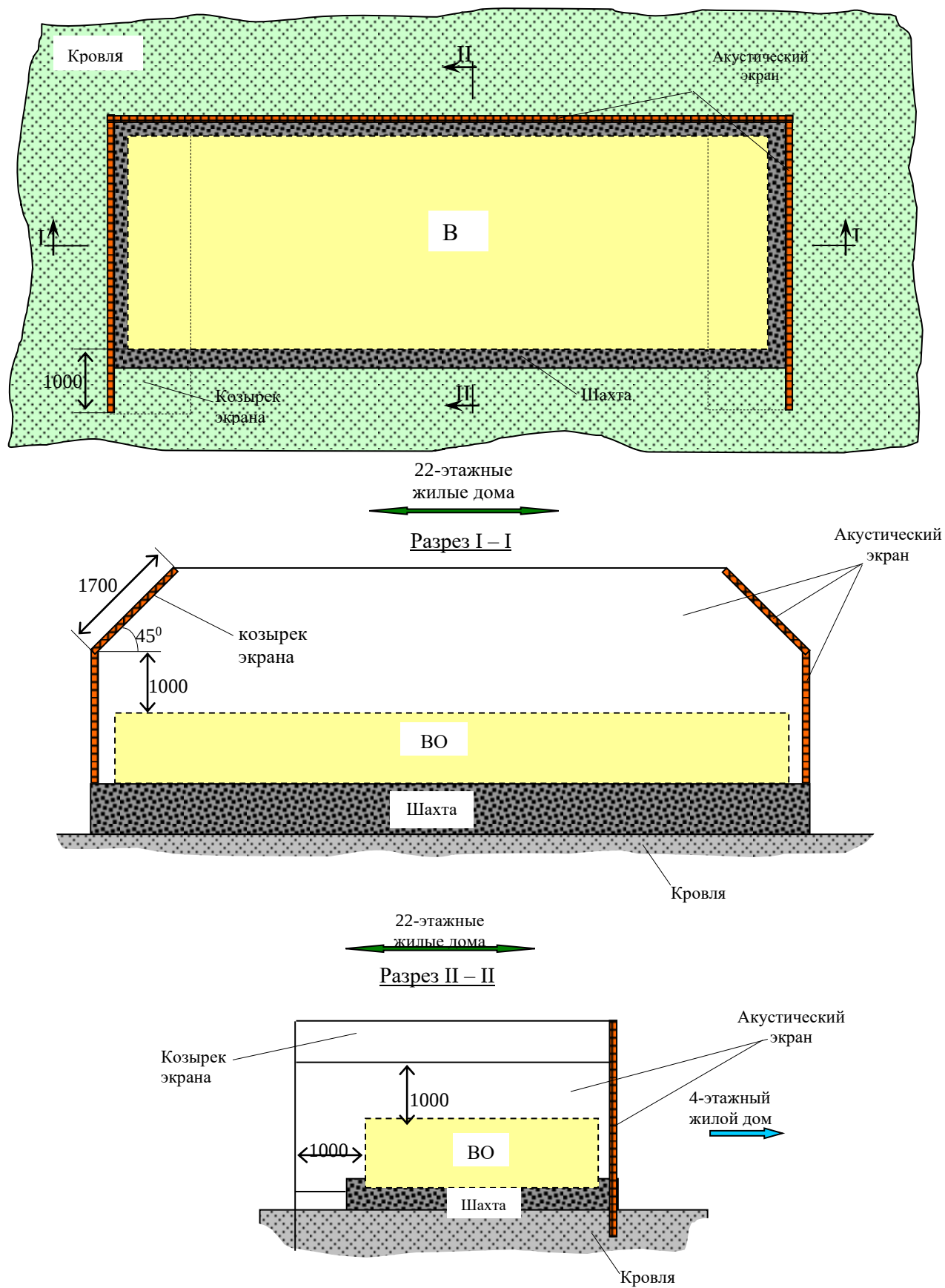


Рисунок Е.10 – Схема установки акустических экранов на кровле у шахты

Библиография

- [1] Гусев В.П. Акустический расчет как основа для проектирования малозумной системы вентиляции (кондиционирования). // АВОК: Вентиляция, отопление, кондиционирование воздуха, теплоснабжение и строительная теплофизика. 2004. № 6. С. 60–66
- [2] Гусев В.П., Леденев В.И., Лешко М.Ю. Справочное пособие к актуализированной редакции СНиП 23-03-2003 «Расчет и проектирование шумоглушения систем вентиляции, кондиционирования воздуха и воздушного отопления». // Под редакцией Шубина И.Л., 2013. М.: НИИСФ РААСН – 80 с.
- [3] Антонов А.И. Влияние характера отражения звука от ограждений на выбор метода расчета воздушного шума в гражданских и промышленных зданиях / Антонов А.И., Леденев В.И., Матвеева И.В., Федорова О.О. // Приволжский научный журнал. 2017. № 2 (42). С. 16–23
- [4] Giyasov B.I. Method for noise calculation under specular and diffuse reflection of sound / Giyasov B.I., Ledenyov V.I., Matveeva I.V. // Инженерно-строительный журнал. 2018. № 1 (77). С. 13–22
- [5] Гусев В.П. К вопросу о распространении шума в крупногабаритных газовоздушных каналах. / Гусев В.П., Солодова М.А. // Academia. Архитектура и строительство. 2010. № 3. С. 211–218
- [6] Antonov A.I. Coupling coefficient of flux density and density gradient of reflected sound energy in quasi-diffuse sound fields / Antonov A.I., Ledenev V.I., Nevenchannaya T.O., Tsukernikov I.E., Shubin I.L. // Journal of Theoretical and Computational Acoustics. 2019. Vol. 27. № 2. С. 1850053. DOI: 10.1142/S2591728518500536
- [7] Гусев В.П. Метод оценки распространения шума по воздушным каналам систем отопления, вентиляции и кондиционирования. / Гусев В.П., Жоголева О.А., Леденев В.И., Соломатин Е.О. // Жилищное строительство. 2012. № 6. С. 52–54
- [8] Гусев В.П., Сидорина А.В., Антонов А.В., Леденев В.И. Проектирование звукоизоляции крупногабаритных вентиляционных каналов. // Вестник ВУЗов Технологии текстильной промышленности. 2017. №2. С. 254–260
- [9] Антонов А.И. Расчеты уровней прямого звука от линейных источников шума, располагающихся на промышленных предприятиях и в городской застройке. / Антонов А.И., Леденев В.И., Соломатин Е.О. // Вестник Волгоградского государственного архитектурно-строительного университета. Серия: Строительство и архитектура. 2013. № 31-1 (50). С. 329–335
- [10] Гусев В.П. Оценка шумового воздействия на окружающую среду вентиляционного оборудования, устанавливаемого на открытых площадках. / Гусев В.П., Леденев В.И. // АВОК: Вентиляция, отопление,

кондиционирование воздуха, теплоснабжение и строительная теплофизика. 2014. № 3. С. 70–74

[11] Антонов А.И. Методы расчета уровней прямого звука, излучаемого плоскими источниками шума в городской застройке. / Антонов А.И., Леденев В.И., Соломатин Е.О., Гусев В.П. // Жилищное строительство. 2013. № 6. С. 13–15

[12] Пособие к МГСН 2.04-97 «Проектирование защиты от шума и вибрации инженерного оборудования в жилых и общественных зданиях.1998». 41 с.

[13] Инструкция по расчету несущих конструкций промышленных зданий и сооружений на динамические нагрузки. М.: Стройиздат, 1970 – 286 с.

[14] Гусев В.П. Акустические требования и правила проектирования малозумной системы вентиляции. // АВОК. 2004. №4. С. 32–36

[15] Гусев В.П. Акустические характеристики абсорбционных глушителей для защиты зданий и территорий застройки от вентиляционного шума. // Безопасность жизнедеятельности. 2003. №8. С. 26–30

[16] Гусев В.П., Лешко М.Ю. Акустические и аэродинамические характеристики гибких воздуховодов // АВОК. 2004. №1. С. 68–72

[17] Снижение шума в зданиях и жилых районах. // Под редакцией Г.Л. Осипова и Е.Я. Юдина. 1987.М.: Стройиздат. 558 с.

[18] Гусев В.П. Акустические и динамические характеристики эластомерных строительных материалов на основе NBR каучука. / Гусев В.П., Жоголева О.А., Леденев В.И., Сидорина А.В. // Строительные материалы. 2019. № 6. С. 56–61

[19] Гусев В.П. Защита от воздушного шума вентиляционного оборудования кожухами и звукоизолирующими покрытиями. / Гусев В.П., Лешко М.Ю., Сидорина А.В. // БСТ: Бюллетень строительной техники. 2016. № 6 (982). С. 12–14

[20] Антонов А.В., Леденев В.И., Гусев В.П. Сравнительный анализ рассчитанных и измеренных значений дополнительной звукоизоляции воздуховодов из пористого материала K-FLEX ST. // Строительство и реконструкция. 2018. № 4. С. 76–83

[21] Смирнов В.А., Смоляков М.Ю. Сравнительный анализ динамических характеристик эластичных пластмасс и резиновых вибродемпфирующих материалов. //Строительные материалы. 2018. № 6 (760). С. 36–41

[22] Гусев В.П., Шубин И.Л. Защита от шума оборудования инженерных систем зданий различного назначения экранированием. //Сб. трудов научно-практической конференции «Гармонизация европейских и российских нормативных документов по защите от шума населения от повышенного шума». Москва – Кавала (Греция). 2009. С.88–102