

## ИЗ ОПЫТА БОРЬБЫ С ШУМОМ ОБОРУДОВАНИЯ ИНЖЕНЕРНЫХ СИСТЕМ

*Гусев В.П., Зав. лабораторией НИИСФ РААСН*

Трудно представить современные административные, общественные, и жилые здания без инженерных систем - систем вентиляции, кондиционирования воздуха, холодоснабжения и воздушного отопления (СВКВХВО). Оборудование этих систем, их основные элементы в большинстве случаев являются источниками негативного воздействия на человека - создают повышенный шум в местах его работы, проживания и отдыха. Такими элементами являются, в первую очередь, вентиляторы, вентиляционные установки, центральные кондиционеры, внутренние и наружные блоки сплит-систем, доводчики, холодильные машины, различные охладители (сухие и водяные градирни, конденсаторы и др.), а также воздухопроводы и трубы, соединяющие элементы систем охлаждения (холодоснабжения). Эксплуатация этого оборудования, как правило, невозможна без шумозащиты.

В НИИСФ РААСН (в лаборатории защиты от шума вентиляционного и инженерно-технологического оборудования) в процессе многолетних исследований шума, создаваемого элементами названных систем. Определены закономерности образования в них шума, его качественные и количественные характеристики, методы их измерения, накоплен богатый опыт борьбы с шумом, как непосредственно в источниках его возникновения, так и на пути распространения к объектам воздействия. Одной из основных составляющих деятельности лаборатории было и остается практическое применение имеющихся знаний и опыта для обеспечения нормативных акустических условий в зданиях и на территориях городской застройки при работе оборудования СВКВХВО. Проблемы возникают на проектируемых, строящихся, реконструируемых и действующих объектах, различных по назначению.

Шум, создаваемый элементами СВКВХВО, можно разделить на три:

- воздушный шум, распространяющийся от поверхности источника в окружающее пространство;
- аэродинамический шум, распространяющийся по воздухопроводам в обслуживаемые системами помещения и окружающее пространство;
- структурный шум, излучаемый в помещения их ограждениями, его причиной является остаточная вибрация оборудования, передаваемая на строительные конструкции здания и далее на эти ограждения.

Задачи защиты от шума СВКВХВО успешно решаются нами за счет правильно выбираемых или разрабатываемых комплексов строительно-акустических мероприятий. Необходимое снижение воздушного шума достигается за счет мер и средств, основанных на методах звукоизоляции, звукопоглощения, экранирования, структурного – на методах виброизоляции, звукоизоляции, для снижения аэродинамического шума используются различные типы шумоглушителей. При этом учитываются объемно-планировочные ре-

шения и конструктивные особенности зданий, которые изменяются в строительной отрасли в соответствии с требованиями времени. Вектор этих изменений в современных условиях направлен на сокращение площадей для размещения и вентиляционного оборудования и средств снижения шума.

Положительному опыту защиты от шума СВКВХВО [1] способствует большая экспериментальная работа. Отечественные и зарубежные звукопоглощающие, виброизолирующие, звукоизолирующие материалы и конструкции подвергаются испытаниям в измерительных камерах и на стендах института. Полученные данные изготовители приводят в технических паспортах своей продукции, которую мы рекомендуем или не рекомендуем для использования в проектах шумоглушения на тех или иных объектах.

### **Снижение воздушного шума**

Оборудование СВКВХВО излучает воздушный шум в окружающее пространство. Пространство может быть замкнутым, когда источники находятся в техническом, вспомогательном или обслуживаемом помещении, или свободным, когда источники установлены снаружи здания (на фасадах, балконах, кровле). Меры по снижению воздушного шума зависят от места расположения оборудования (источника), условий его эксплуатации и от величины требуемого снижения шума. Рассмотрим три простых примера.

1. Один или несколько вентиляторов установлены в венткамере, а в смежных с ней помещениях по горизонтали и вертикали уровень шума ограничен. Воздушный шум излучается корпусами вентиляторов и стенками воздуховодов сначала в венткамеру, затем через ее ограждения проникает в смежные, защищаемые от него помещения. Уровень шумового воздействия в них можно снизить за счет: подбора ограждений с достаточно высокой звукоизолирующей способностью (кирпичных, бетонных, легких многослойных и др.), установки кожухов, покрытий на вентиляторы и воздуховоды, а также посредством акустической обработки помещения венткамеры (облицовки стен и потолка слоем звукопоглощающего материала, как правило, волокнистого с защитным покрытием). В зависимости от частотной характеристики и величины требуемого снижения шума выбирается наиболее эффективный и менее затратный вариант.

2. Транзитный воздуховод проходит через помещение и излучает в него повышенный воздушный шум. Для его снижения существуют несколько однослойных или многослойных звукоизолирующих покрытий из вспененных, волокнистых и других материалов. Эффективность таких покрытий существенно отличаются (рис.1), как видно, минимальная у вспененных материалов с небольшой плотностью. Для обеспечения требуемого снижения шума выбирается оптимальное покрытие, подходящее как по акустическим качествам, так и по стоимости. В экстремальных ситуациях используется эффективное многослойное покрытие (1), несмотря на относительно высокую сто-

имость, в других - ИзOVER (4), кашированный фольгой, толщиной 30, 100 мм или эластичный (эластомерый) комбинированный материал К-фоник 072 ST GK (7) толщиной 12 мм. Последний имеет некоторое преимущество по акустическим показателям (в диапазоне низких частот) и, вместе с тем, занимает существенно меньший объем (фактор, имеющий важное практическое значение).

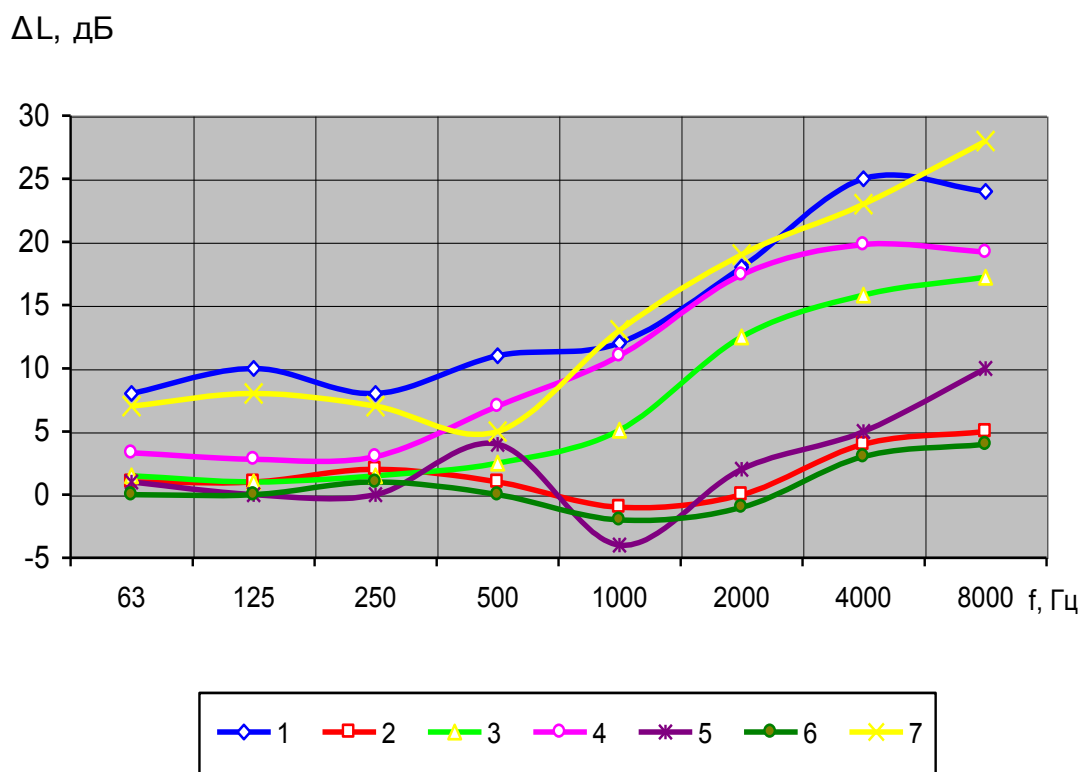


Рис.1 - Эффективность звукоизолирующих покрытий на круглые воздуховоды

- 1 – Пеностекло типа FOAMGLAS T4 (толщина 50 мм, плотность 120 кг/м<sup>3</sup>), базальтовый мат (толщина 80 мм, плотность 100 кг/м<sup>3</sup>), антивибрационный слой (толщина 3 мм), оцинкованный лист (толщина 0,55 мм);
- 2 – Пенофол толщиной 10 мм;
- 3 – ISOVER типа KIM-AL (толщина 30 мм, плотность 30 кг/м<sup>3</sup>),
- 4 – ISOVER типа KIM-AL (толщиной 100 мм, плотность 22 кг/м<sup>3</sup>);
- 5 – ПЕНОПЛЕКС (толщина 50 мм, плотность 35 кг/м<sup>3</sup>);
- 6 – Энергофлекс Блэк Стар ДАКТ-Ал (толщина 20 мм, плотность 25 кг/м<sup>3</sup>);
- 7 – К-FONIK ST GK 072 (толщина 12 мм).

3. Наружная холодильная машина находится на кровле здания и излучает воздушный шум в прилегающую жилую застройку. Из-за конструктивных особенностей таких машин спектр средств и методов, пригодных для снижения их шума, весьма ограничен. Экранирование шума – практически единственный путь.

Защита от шума наружных холодильных машин обеспечивается посредством установки так называемых акустических экранов – это достаточно прочные преграды для звука из листовых материалов на опорах с необходи-

мыми размерами, определяемые расчетом, и облицованные со стороны источника звука слоем волокнистого звукопоглощающего материала с защитным покрытием (толщина слоя 80-100 мм). Вариант расположения системы экранов у холодильной машины представлен на рис. 2.

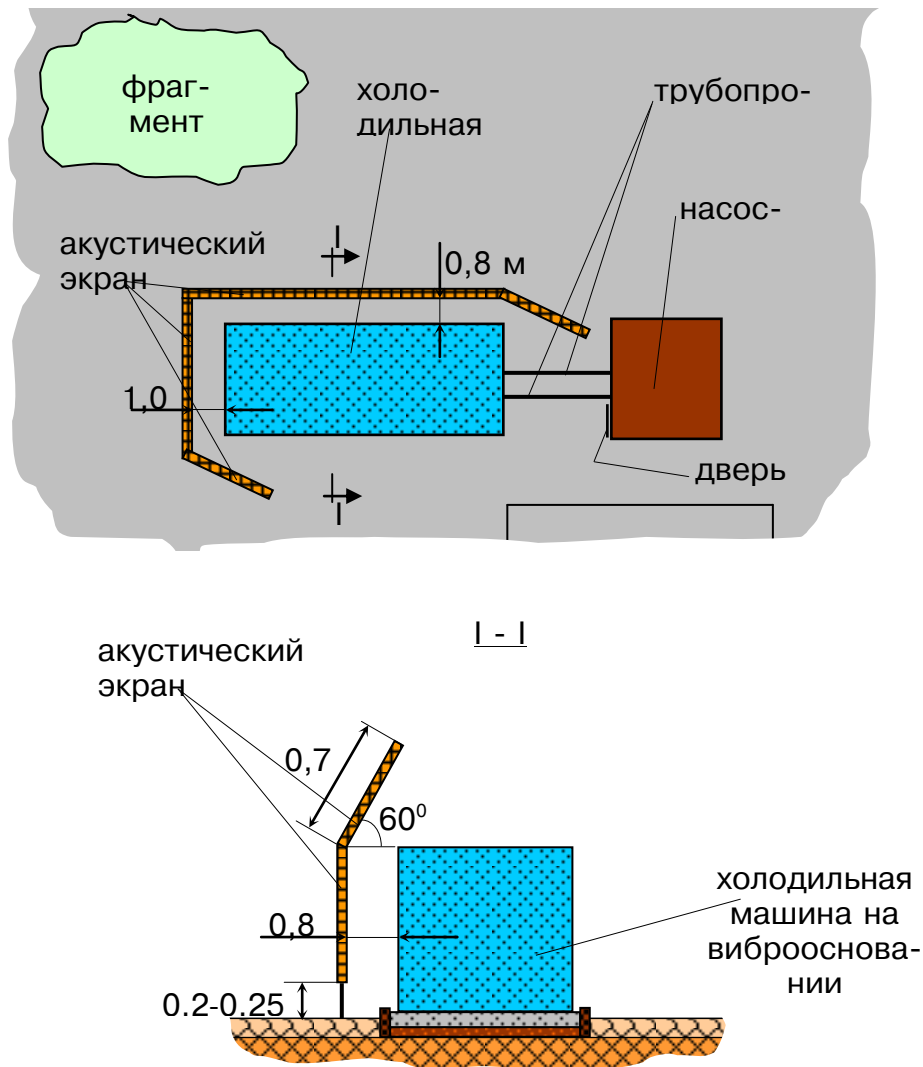


Рис. 2 – Акустический экран у холодильной машины

Экранирующая способность или эффективность устанавливаемого у холодильной машины и других наружных блоков систем холодоснабжения акустического экрана определяется по формуле [2]:

$$\Delta L_{\text{экp}} = 20 \lg \left[ \frac{\sqrt{2\pi N}}{th \sqrt{2\pi N}} \right] + 5, \quad (1)$$

где  $N = 2\delta/\lambda$  - число Френеля;

$\delta = (a+b-d)$ ;  $(a+b)$  - длина кратчайшего пути от источника шума в расчетную точку, проходящую через каждую из трех кромок экрана;

$d$  - расстояние между источником шума и расчетной точкой по прямой (визирной) линии (значение  $\delta$  отрицательно, когда визирная линия проходит над экраном).

Эффективность экрана зависит от его размеров, расстояния между экраном и источником, от высоты расположения расчетной точки и расстояния от нее до экрана.

По поводу первого примера можно добавить следующее. На действующих или сдающихся в эксплуатацию объектах, возникают ситуации, когда шумовой режим в венткамере выше ожидаемого (определенного расчетным путем). Требуется оперативная оценка фактической звуковой мощности вентиляционного оборудования и сравнение ее с паспортными данными. Решение такой задачи позволяет не только определить возможную причину повышенных октавных уровней звукового давления в венткамере, скажем, в результате более высоких реальных октавных уровней звуковой мощности по сравнению с теми, что представлены фирмой-поставщиком оборудования, но и найти приемлемые и экономичные пути защиты смежных помещений от воздушного шума этого оборудования.

Решение получено с помощью инженерного метода с использованием статистической энергетической теории [3], позволяющего по некоторым легко определяемым исходным данным оценивать уровни звуковой мощности оборудования непосредственно в венткамерах. Такими данными являются: время реверберации и вычисленные по стандартной методике средние коэффициенты звукопоглощения ограждений венткамеры, а также уровни звукового давления (УЗД), измеренные на заданных в помещении участках при работающем оборудовании.

Метод заключается в определении уровней звуковой мощности путем расчетов уровней звукового давления методами, объективно оценивающими распределение отраженной звуковой энергии в помещениях при известных характеристиках звукопоглощения помещения.

При использовании этого метода весь объем помещения разбивается на элементарные параллелепипеды, в пределах которых характер изменения плотности отраженной звуковой энергии с достаточной точностью можно считать линейным. Для каждого элементарного объема составляется уравнение баланса отраженной звуковой энергии для  $i$ -го элементарного объема, которое записывается как

$$\sum_{j=1}^N (q_{ji} - q_{ij}) S_{ij} + \sum_{k=1}^{6-N} (q(w)_{ik} - q(\alpha)_{ik}) S_{ik} - cm_{\epsilon} \epsilon_i V_i = 0 \quad (2)$$

где  $q_{ji}$  и  $q_{ij}$  – потоки энергии, проходящие из  $j$ -го объема в  $i$ -й и обратно через поверхность  $S_{ij}$ ;  $q(w)_{ik}$  и  $q(\alpha)_{ik}$  – потоки энергии, соответственно, вводимые в  $i$ -й объем после первых отражений прямого звука и поглощаемые на  $k$ -ой поверхности  $i$ -го объема, являющейся поверхностью ограждения с площадью  $S_{ik}$ ;  $N$  – количество  $j$ -х объемов, контактирующих с  $i$ -м объемом;  $6-N$  – количество граней  $i$ -го объема, являющихся поверхностями ограждения помеще-

ния,  $V_i = \Delta x \cdot \Delta y \cdot \Delta z$  - объем  $i$ -го параллелепипеда,  $\varepsilon_i$  - плотность отраженной энергии в  $i$ -м объеме,  $m_g$  - показатель затухания звука в воздухе.

Численный статистический энергетический метод пригоден не только для решения прямой задачи - определения УЗД в венткамере при известных уровнях звуковой мощности оборудования, но и обратной – оценки звуковой мощности источников по известным уровням звукового давления.

### Снижение аэродинамического шума

Требуемое снижение аэродинамического шума, создаваемого вентиляторами, дросселирующими устройствами и другими элементами СВКВХВО в помещениях зданий и в городской застройке обеспечивают абсорбционные глушители (трубчатые, пластинчатые, каналные). Они имеют достаточно простую конструкцию, технологию изготовления, создают при правильном проектировании приемлемые гидравлические потери и обеспечивают существенное снижение звуковой мощности, распространяющейся внутри воздуховода. Затухание звука в этих глушителях зависит от длины активной части, периметра проходного сечения, толщины слоя, плотности, а также коэффициента звукопоглощения звукопоглощающего материала (ЗПМ), зависящего от его физико-механических свойств. Недостатком глушителей, как впрочем и других средств снижения шума, является их невысокая эффективность ( $\Delta L_{зл}, дБ$ ) на частотах менее 250-300 Гц [4].

Трубчатые глушители (круглые и прямоугольные) эффективны в воздуховодах с поперечными размерами до 500 мм. Увеличить затухание в воздуховодах с большими поперечными размерами можно путем равномерного распределения ЗПМ по их сечению. Этот принцип использован в пластинчатом глушителе. В прямоугольных воздуховодах (в воздушных каналах) с поперечными размерами до 800x500 мм часто применяют каналные глушители. По сути это пластинчатый глушитель с одной пластиной. Толщина такой пластины равна половине меньшего размера поперечного сечения воздуховода, в котором она устанавливается.

Акустические возможности пластинчатых глушителей длиной 1 м, изготовленных отечественными фирмами, иллюстрирует рис. 3. На нем представлены их эффективности – октавные значения снижения звуковой мощности распространяющегося аэродинамического шума при их установке в прямоугольном воздуховоде сечением 400x400 мм. Это средние значения для каждого типа глушителей, в которых использованы разные ЗПМ. Видно, что в диапазоне низких частот (в октавных полосах со среднегеометрическими частотами 63 и 125 Гц) эффективности трубчатого и каналного глушителей практически не различаются и не превышают 7-8 дБ. На частоте 250 Гц эффективность пластинчатого глушителя (толщина пластин 200 мм расстояние между пластинами 200 мм) выше, чем у двух других, и достигает 12-13 дБ.

Эффективность всех глушителей достигает максимума на частоте 1000 Гц, а при повышении частоты снижается.

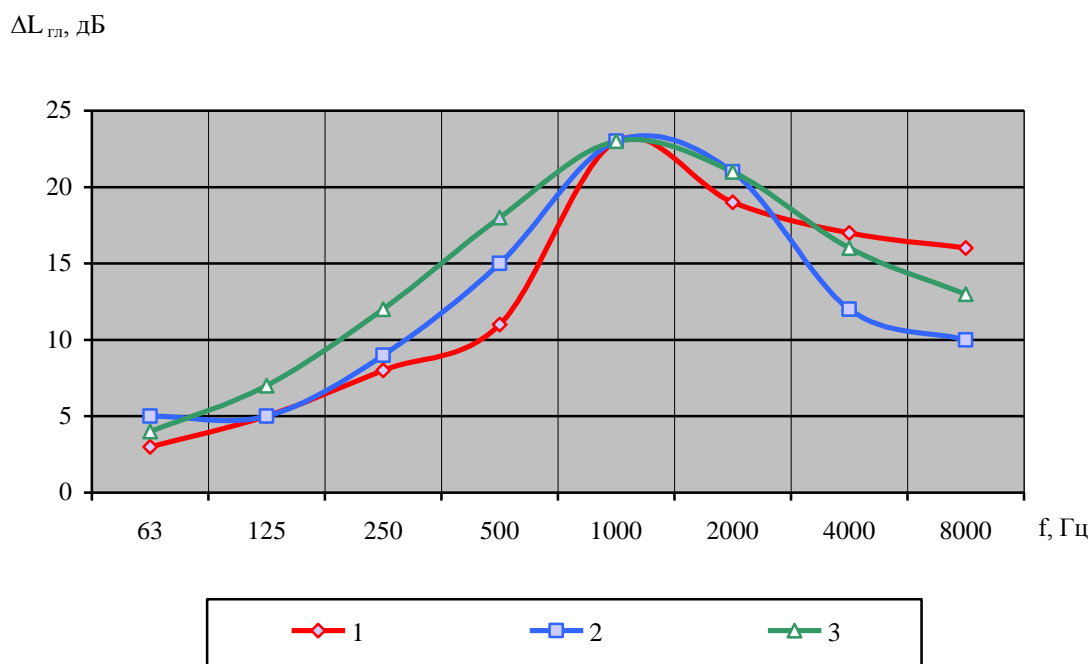


Рис. 3 - Эффективность шумоглушителя длиной 1 м  
1 - трубчатого; 2 - канального; 3 - пластинчатого.

Эффективность трубчатого глушителя может быть увеличена за счет увеличения его длины, а также толщины слоя ЗПМ (в диапазоне низких и средних частот). Повысить акустические возможности канального глушителя можно, только увеличивая его длину. Пластинчатый глушитель имеет преимущество, его эффективность можно повысить в широком диапазоне частот, увеличивая длину ( $l$ ), толщину пластин ( $b$ ) или уменьшая расстояние между пластинами ( $s$ ) [1,4]. Характерно, что эффективность пластинчатых глушителей не зависит от высоты и количества пластин.

Оптимальный вариант повышения эффективности пластинчатого глушителя в диапазоне низких частот (в октавной полосе со среднегеометрической частотой 250 Гц) можно найти, пользуясь рис. 4. Видно, как изменяется эффективность глушителя и при увеличении его длины (при фиксированном расстоянии между звукопоглощающими пластинами толщиной 200 мм), и при изменении расстояния между пластинами (при фиксированной длине). Максимальная эффективность глушителя на частоте 250 Гц может достигать немногим более 50 дБ при длине пластин 2,5 м и расстоянии между пластинами 80 мм.



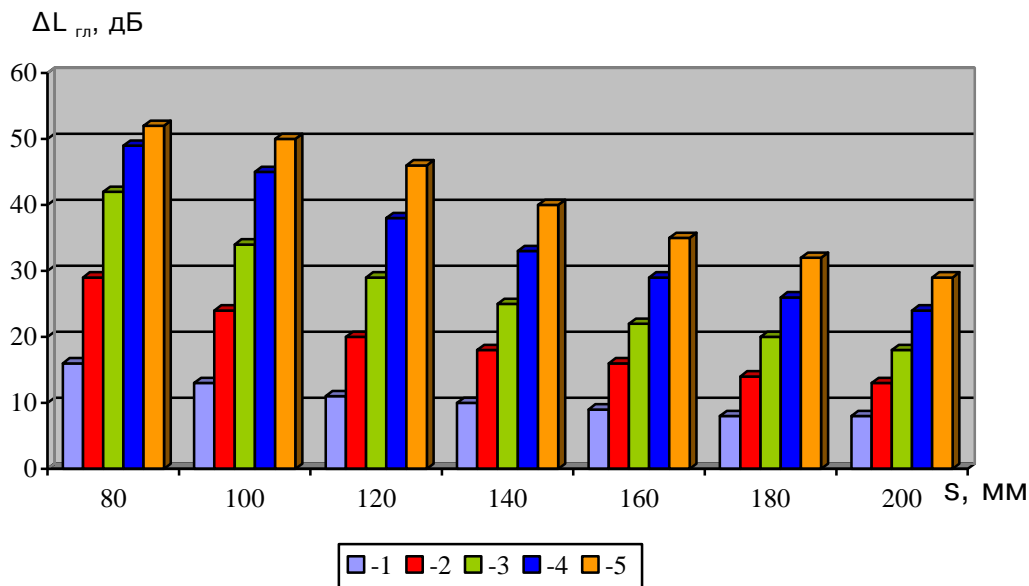


Рис. 4 - Эффективность пластинчатого глушителя (толщина пластин 200 мм) в зависимости от длины пластин и расстояния между ними в октавной полосе со среднегеометрической частотой 250Гц

1 -  $l_1 = 0,5$  м; 2 -  $l_2 = 1,0$  м; 3 -  $l_3 = 1,5$  м; 4 -  $l_4 = 2,0$  м; 5 -  $l_5 = 2,5$  м.

За счет уменьшения расстояния между пластинами можно добиться весьма высокого эффекта установки глушителя, но при условии, что площадь сечения воздушного канала, в котором устанавливается глушитель, не сокращается, иначе, площадь сечения этого канала должна быть равной или больше сечения всех каналов глушителя. Данное условие выполняется, если звукопоглощающие пластины установлены в расширенный канал (воздуховод). В противном случае, по сравнению со скоростью набегающего потока (перед глушителем) скорости потоков в каналах между пластинами возрастут и при определенных условиях достигнут недопустимых пределов. Есть примеры, когда при скорости набегающего потока около 2,5 м/с, скорости в каналах глушителей, установленных в воздуховодах вентсистем, обслуживающих офисные помещения категории достигали 6-8 м/с. В результате в глушителях возникал аэродинамический шум, уровни которого превышали допустимые значения.

В последнее время нашли широкое применение в практике проектирования шумоглушения СВКВХО круглые гибкие каркасные и бескаркасные (эластичные) воздуховоды из синтетических материалов. С одной стороны, некоторые из таких воздуховодов, действительно, имеют высокие акустические качества – уровень шума, распространяющегося по ним, существенно снижается (на длине гибкого воздуховода 3 м снижение уровня звукового давления в октавных полосах частот достигает 25-30 дБ [5]). С другой стороны, это снижение кроме всего прочего связано с распространением значи-



тельной части звуковой энергии через стенки воздуховодов в окружающее пространство (часто подпотолочное пространство между подвесным потолком и перекрытием), где они установлены. Звукоизоляция гибких стенок ниже, чем звукоизоляция стенок металлических воздуховодов, в результате в помещении по воздуховоду не распространяется повышенный аэродинамический, но проникает воздушный шум из подпотолочного пространства, через подвесной потолок, например, через отверстия для светильников.

### **Снижение структурного шума**

Необходимое снижение структурного шума достигается посредством виброизоляции – снижения колебаний, передаваемых от источников на строительные конструкции здания посредством разнообразных упругих систем, размещаемых между строительными конструкциями и оборудованием (машинами). Конструкции этих систем зависят от сложности решаемых задач. Поскольку элементы СВКВХО – источники широкополосной вибрации, рассчитывается и проектируется виброизоляция для широкого диапазона частот. Применяются в основном одно-, двухзвенные, а в некоторых случаях и трехзвенные системы (схемы) виброизоляции [6].

Снижение вибрации вентиляторов в составе вентиляционных установок, кондиционеров, различных воздушных охладителей, компрессоров в составе холодильных машин и машин в целом достигается с помощью пружинных, резиновых и комбинированных амортизаторов или виброизоляторов. Подбор и расчёт виброизоляторов выполняют изготовители указанного оборудования: определяют статический и динамический модули упругости виброизолирующего материала, расчётное статическое напряжение в нем, собственные частоты, рабочую высоту, жёсткость, количество виброизоляторов и допустимую нагрузку на каждый из них. Несмотря на принимаемые изготовителями меры, по разным причинам оборудование имеет остаточную вибрацию. Одна из них связана с тем, что на объектах количество СВКВХО, как правило, большое и оно различается по габаритам, массе, собственным частотам и другим характеристикам и устанавливается группами в одном или нескольких помещениях на технических этажах. Взаимодействие каждого агрегата с перекрытием усложняется и его виброизоляторы не обеспечивают требуемую виброизоляцию. В таких случаях целесообразно использование более простого способа виброизоляции – установка пола на упругом основании так называемого «плавающего пола». За счет него усредняется акустическое взаимодействие разнообразных источников вибрации с перекрытием. Схема такого пола, включающая необходимые с точки зрения акустики элементы, представлена на рис. 5.

Наиболее важной характеристикой «плавающего пола», как и рассмотренных систем с использованием виброизоляторов, является частота собственных колебаний

$$f_0 = 0,16\sqrt{E_0/dm_n}, \text{ Гц}, \quad (3)$$

где  $E_0$  – динамический модуль упругости основания «плавающего пола»;  
 $d$  – толщина упругого основания в обжатом состоянии;  
 $m_n$  – поверхностная плотность плиты пола.

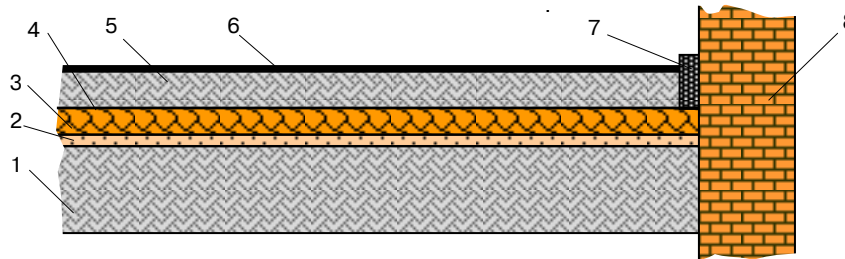


Рис. 5 – Схема пола на упругом основании

1 – плита перекрытия; 2 – цементно-песчаная стяжка; 3 – упругий слой;  
4 – гидроизоляция по фанере; 5 – железобетонная плита (армированная стяжка);  
6 – чистый пол; 7 – разделительный шов с уплотнителем, покрытым сверху  
нетвердеющей мастикой; 8 – конструкция здания (стена, колонна и т. п.).

На частотах  $f$  ниже  $2f_0$  такой пол мало снижает или не снижает вовсе колебания перекрытия. Необходимо добиваться того, чтобы собственная частота «плавающего пола», определяемая по формуле (1), была достаточно низкой, т.е. чтобы в области частот, в которой необходимо снижение колебаний перекрытия, выполнялось соотношение  $2f_0 \leq f$ .

Путь к увеличению эффективности «плавающего пола» – уменьшение динамического модуля упругости (посредством подбора соответствующего виброизолирующего материала), увеличение толщины слоя этого материала и массы плиты пола. Разумеется, изменения этих параметров имеют пределы. Максимальный эффект достигается, если найдено их оптимальное соотношение и учтено влияние на частоту  $f_0$  массы устанавливаемого оборудования.

Распространенной ошибкой проектировщиков является использование одного варианта (одной конструкции) «плавающего пола» для всех или нескольких технических помещений здания с разным набором оборудования. Акустическая схема (вибрационная система) может быть одна, но конструктивные параметры виброизолирующего пола всегда различаются в зависимости от конкретных исходных данных (условий). Другими словами, плита пола, толщина упругого основания и виброизолирующие материалы такого пола будут разными. Иногда даже при равных условиях или одинаковых динамических модулях упругости требуются разные виброизолирующие материалы.

Еще одна ошибка проектировщиков - использование в полах на технических этажах зданий в качестве упругого основания экструдированного полистирола. Вибрационные характеристики этого эффективного теплоизолирующего материала не отвечают требованиям и практически исключают возможность его применения для виброизоляции. Ошибочность решения о его применении проявляется при введении в эксплуатацию оборудования и сдаче объекта. Выясняется, что вибрационные колебания перекрытий не только не снижены, но и усилились.

Оптимальные показатели с точки зрения обеспечения необходимой или требуемой виброизоляции в «плавающих полах» имеют волокнистые и эластомерные материалы. Плотность, пригодных для использования волокнистых материалов, изготавливаемых на основе стекловолна (Урса, Изовер) и базальтовых пород (Роквул, Изотек) составляет 90-150 кг/м<sup>3</sup>. По данным института динамический модуль упругости ( $E_0$ ) этих материалов при нагрузке 2КПа находится в пределах от 0,27 до 0,5 МПа, а при нагрузке 5КПа  $E_0 = 0,3 - 0,65$  МПа. Они характеризуются высокой относительной деформацией или сжатием ( $\varepsilon$ ), зависящим от плотности материала и от нагрузки на него. При первой указанной выше нагрузке  $\varepsilon = 0,4 - 0,5$ , а при второй  $\varepsilon = 0,47 - 0,7$ . Необходимая (требуемая) толщина виброизолирующего слоя из этих материалов может достигать 150-200 мм (в необжатом состоянии), что может служить некоторым ограничением при их использовании.

Эластомерные материалы - это материалы на основе пенополиэтилена, пенополипропилена, полиуретана. К первым двум относятся, например, хорошо известные отечественные материалы этафом, изолон, вилатерм, термофлекс, а к третьим импортный эластомер типа «Silomer». Динамические модули упругости отечественных эластомеров находятся в пределах от 0,2 до 0,66 МПа при нагрузке 2 КПа и 0,34-0,85 МПа при нагрузке 5 КПа. Относительное сжатие этих материалов существенно ниже, чем у волокнистых, и при указанных нагрузках составляет  $\varepsilon = 0,05 - 0,15$  и  $\varepsilon = 0,1 - 0,2$  соответственно. Полиуретановый эластомер типа «Silomer» - это группа из девяти материалов с разными динамическими модулями упругости от 0,15 до 10,8 МПа, различающиеся по цвету. В их паспортах содержится полный набор вибрационных характеристик (твердость, рабочий диапазон нагрузок, предельная статическая нагрузка, статический и динамический модули сдвига и др.).

Ожидаемый эффект от установки «плавающего пола» достигается только при условии выполнения следующих условий. Плита пола (рис. 2, поз. 5) должна быть тщательно изолирована от стен, несущей плиты перекрытия и других конструкций здания, а также от различных коробов, включая короба для электрических кабелей. Образование даже небольших жестких мостиков между плитой и строительными конструкциями может существенно ухудшить виброизолирующие качества. Уплотнитель (7) может быть изготовлен как из волокнистого, так и из эластомерного (эластичного) материала. Разде-

лительный шов перед укладкой уплотнителя тщательно зачищается. Поверхность стяжки на перекрытии (2) должна быть ровной и гладкой. Гидроизоляция (4) над виброизолирующим материалом (3) исключает протечку бетона и образование жестких мостиков между ним и плитой пола (5) или армированной стяжкой при ее изготовлении.

В зданиях с жесткими акустическими требованиями (в жилых, офисных с апартаментами, а также в учебных и лечебных зданиях) без устройства полов на упругом основании во всех технических помещениях практически невозможно добиться требуемого снижения структурного шума. На них устанавливается все оборудование СВКВХВО, включая соединительные трубы между элементами систем холодоснабжения, воздухопроводы, шумоглушители. Еще одной обязательной мерой является виброизоляция указанных труб и воздухопроводов в местах их проходов через ограждения, как показано на рис. 6.

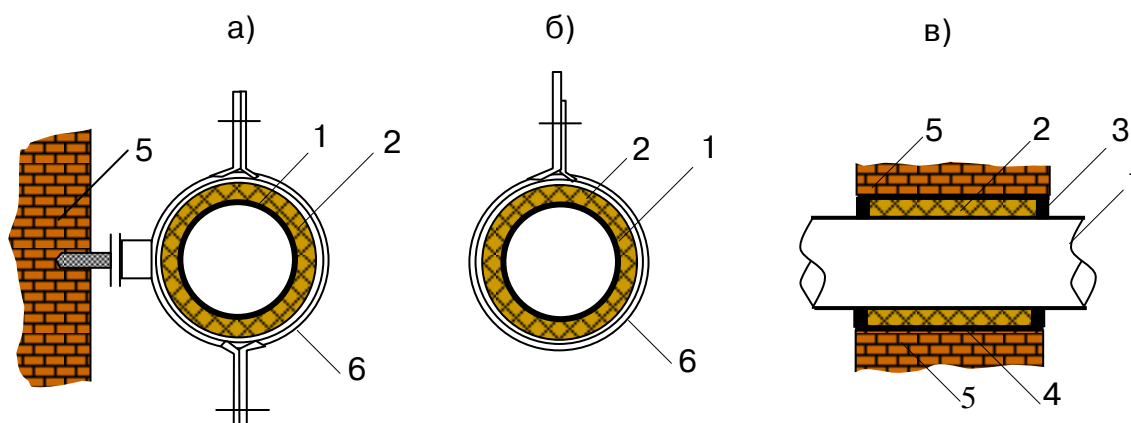


Рис. 6 - Способы виброизоляции труб

1 - труба; 2 – вибродемпфирующая вставка (прокладка); 3 – уплотнитель;  
4 – металлическая или пластмассовая гильза; 5 – ограждающая конструкция; 6 – хомут.

Для прокладок в конструкциях крепления тонких труб (диаметром до 30-60 мм) может быть использована пористая резина, пенофол необходимой толщины (рис. 6,а,б). В местах прохода труб диаметром более 60-80 мм через ограждения для заполнения пространства между гильзой и трубой (рис. 5,в) могут быть использованы: пористая резина толщиной 10-20 мм, K-FONIK OPEN CELLIS толщиной 20 мм. Желательно, чтобы виброизолирующие прокладки были больше толщины ограждающих конструкций (стены, потолка) на 5-7 мм. В противном случае их торцы следует покрыть нетвердеющей мастикой (любая штукатурка исключена).

Оптимальные затраты, направленные на устранение негативного воздействия СВКВХВО (вибрации и сопровождающего ее структурного шума), и ожидаемый результат на любом по назначению объекте достигаются при условии разработки мер на стадии проектирования; на действующем объекте

затраты на шумоглушение увеличиваются во много раз. Важен также комплексный (системный) подход, обеспечивающий устранение всех путей передачи вибрации на строительные конструкции. Если хотя бы один агрегат, соединительная труба, воздухопровод и т.п. остался не виброизолированным, осуществление других мер и связанные с ним затраты могут оказаться напрасными, во всяком случае, не приведут к ожидаемому результату. Набор и количество средств шумоглушения определяется прогнозируемой или реальной ситуацией.

### **Трудности при решении задач борьбы с шумом**

В процессе проектирования шумоглушения на разных его этапах возникают, скажем, трудности. В первую очередь, на начальном его этапе - при выполнении акустических расчетов [7,8] (их необходимость и обязательность их выполнения требуют основополагающие документы в области защиты от шума, в том числе последний [9]). Трудности имеют место также при решении вопросов, связанных с нормированием шума, составом шумовых характеристик оборудования, непосредственно с осуществлением шумоглушения на основе требуемого снижения шума (на действующих объектах оно определяется посредством натуральных акустических измерений, а на проектируемых - путем расчета).

По поводу акустических расчетов, думаю, уместно обратить внимание на следующее.

Во-первых, проектировщики не редко в целях кажущейся экономии средств отказываются от таких расчетов, а они не только позволяет прогнозировать степень шумового воздействия СВКВХО на стадии проектирования объекта, но и служат обоснованием для определения объема и состава средств снижения шума. Правда, только в том случае, если обеспечивается требуемая точность результатов, которая зависит от квалификации специалиста выполняющего расчет, от достоверности исходных данных (шумовых характеристик источников шума) и эффективности закладываемых в проект мероприятий. К сожалению, квалификация в данном деле отошла на второй план. Считается, достаточно приобрести компьютер, программное обеспечение (этот продукт имеется в широком ассортименте), ввести исходные данные из каталогов и необходимая информация об акустической ситуации получена.

Во-вторых, против компьютерных расчетов, безусловно, нет возражений, но где гарантия необходимой точности получаемых результатов. Одно дело, когда разработчик программного обеспечения - программист, имеющий необходимые специальные знания в области акустики (борьбы с шумом), другое - не имеющий таких знаний и, стало быть, не способный правильно оценить качественные характеристики, достоверность исходных данных и конечные результаты расчетов. Судить о точности компьютерных расчетов

можно только после необходимых аналитических исследований, включающих сравнение достаточного количества расчетных данных, ожидаемых уровней шума в зданиях и на территориях застройки, с результатами измерений в тех же местах. Поскольку такие исследования не проводились или сведения о их проведении отсутствуют, нет гарантии, что могут быть получены достоверные расчетные данные. Подготовка и проведение таких исследований - первоочередная задача, как разработчиков программного обеспечения, так и организаций, пытающихся сертифицировать программы.

В-третьих, даже при наличии точной программы для расчетов прогнозируемые акустические ситуации будут искажены, если в расчете используются неточные исходные данные. Это также приведет к ошибочным проектным решениям на пути к обеспечению нормативных требований по фактору шума и, как следствие, к необоснованным и весьма существенным дополнительным материальным затратам на осуществление проектов или на ввод в эксплуатацию объектов. К сожалению, неточные исходные данные, приводимые в каталогах, – явление далеко не редкое. Эти данные появляются как с целью создания привлекательности продаваемого фирмами продукта (вентилятора, кондиционера, глушителя и др.), так и ошибочно, думается, по причине отсутствия специальных знаний [10].

Теперь по поводу шумовых характеристик оборудования. Как известно, основной шумовой характеристикой оборудования вообще и СВКВХО, в частности, являются октавные уровни звуковой мощности ( $L_{wi}$ , дБ) [7,9,10], исходя из того, что нормируемыми параметрами постоянного шума в местах обитания человека являются уровни звукового давления ( $L_i$ , дБ) в октавных полосах частот [4]. Дополнительной характеристикой может быть скорректированный уровень звуковой мощности ( $L_{wA}$ , дБ А). Именно эти шумовые характеристики, предварительно определяемые стандартными методами, заводы-производители оборудования обязаны вносить в технические паспорта. В действительности в паспорте может быть указан суммарный уровень звуковой мощности или уровень звука в дБ А (при этом часто не приводится расстояние от источника, на котором он измерен). В последнее время часто вместо основной шумовой характеристики приводятся октавные уровни звуковой мощности, скорректированные по шкале «А». В связи с этим возникает, как минимум, два негативных действия. Во-первых, потребитель, подбирая оборудование по шумности, не всегда обращает внимание на корректировку приведенных в паспорте октавных уровней звуковой мощности, но его удовлетворяет тот факт, что они относительно не высокие в низкочастотном диапазоне, и принимает ошибочное решение - отдает предпочтение именно этому оборудованию. Во-вторых, для получения достоверных исходных данных квалифицированный специалист-акустик всегда вынужден выполнять обратную коррекцию представленной производителем или поставщиком характеристики, а неквалифицированный использует, приведенные данные и

получает изрядно заниженные значения требуемого снижения шума на низких и средних частотах.

Не редко в качестве шумовой характеристики крупногабаритного оборудования, например, холодильных машин, воздушных охладителей, конденсаторов, предлагаются октавные уровни звукового давления, измеренные на расстоянии 1, 5 или 10 м от излучающей шум поверхности, как правило, в прямом поле, где уровень звука снижается на 6 дБ при удвоении расстояния от источника шума. Реальные уровни звукового давления на тех же опорных расстояниях будут выше измеренных, а уровень требуемого снижения шума оборудования будет занижен.

По вопросу определения (измерения) шумовых характеристик, вообще говоря, сложилась весьма непонятная ситуация. Дело в том, что по стандартам, введенным в действие Межгосударственным советом по стандартизации, метрологии и сертификации (ГОСТ 31353.1-2007 (ИСО 13347-1:2004), ГОСТ 31353.2-2007 (ИСО 13347-2:2004), ГОСТ 31353.3-2007 (ИСО 13347-3:2004), ГОСТ 31353.4-2007 (ИСО 13347-4:2004), ГОСТ 31352-2007 (ИСО 5136:2003), ГОСТ 28100-2007 (ИСО 7235:2003), и касающимся измерения шума оборудования СВКВХВО, есть много вопросов. В связи с этим, их использовать по назначению крайне сложно.

Никогда не возникало сомнений в том, что ГОСТ по своей сути это руководство к действию для достижения конечной цели (определения каких-либо параметров, характеристик). В нем должно быть четко определено, на какие объекты он распространяется, ясно и понятно (на государственном языке) описана последовательность шагов, приводящих к искомому результату. Открываем любой стандарт из названной серии и обнаруживаем, что он написан (изложен) далеко не на русском языке. Поэтому даже специалист может только догадываться о заложенном смысле, а потребитель просто не поймет, о чем идет речь. Понятия, термины и определения, содержащиеся в так называемых стандартах, в основном не соответствуют таковым в действующих в Российской Федерации нормативных документах. Вопросы возникают и по названиям стандартов.

Достаточно рассмотреть ГОСТ 28100-2007 (ИСО 7235:2003) «Акустика. Измерения лабораторные для заглушающих устройств, устанавливаемых в воздуховодах, и воздухораспределительного оборудования. Вносимые потери, потоковый шум и падение полного давления». Приходилось проводить разные измерения с целью определения каких-либо величин, но измерения для заглушающих устройств никогда. Под заглушающими устройствами, видимо, следует понимать глушители шума. Воздухораспределительное оборудование это, вероятно, вентиляционные решетки, анемостаты, сопла и они устанавливаются не в воздуховодах, а непосредственно в помещениях (на выходе из воздуховодов). Требуются пояснения по поводу определений в тексте стандарта, например, таких, как «потери в частотных полосах для заглушающих устройств», и «уровень звуковой мощности в частотных полосах



потокowego шума», и «потери полного давления глушителей», «потери при прохождении в частотных полосах для воздухораспределительного оборудования». Одним словом, сложно понять, зачем переводы стандартов ИСО без необходимой и достаточной технической редакции внедрены в практику вместо соответствующих национальных стандартов, в которых методика испытаний и оформления результатов ясно и точно изложена. Достаточно было их гармонизировать.

#### Литература

1. Гусев В.П. Средства снижения воздушного и структурного шума систем вентиляции, кондиционирования и холодоснабжения // АВОК, № 4 – 2005 – с.86-92.
2. Снижение шума в зданиях и жилых районах // Под ред. Г.Л. Осипова, Е.Я. Юдина, М.: Стройиздат - 1987 – 362 с.
3. Гусев В.П., Леденев В.И. Оценка звуковой мощности оборудования в вентиляционных камерах // АВОК №3 - 2009 - с. 32-39.
4. Гусев В.П., Лешко М.Ю. Пластинчатые глушители шума вентиляционных установок (Акустические и аэродинамические характеристики) // АВОК, №8 - 2006 – с.34-38.
5. Гусев В.П., Лешко М.Ю. Акустические и аэродинамические характеристики гибких воздуховодов// АВОК, №1 - 2004 – с.70-72.
6. Гусев В.П. Вибрация оборудования инженерных систем и способы защиты от нее// АВОК, №5 - 2010 – с.44-51.
7. Гусев В.П. Акустический расчет как основа для проектирования малошумной системы вентиляции (кондиционирования) // АВОК, №6 – 2006 – с. 60-66.
8. Гусев В.П. Повышение точности акустических расчетов инженерных систем // АВОК, №3 – 2011 – с. 64-68.
9. Свод Правил СП 51.13330.2011 «Защита от шума» (Актуализированная редакция СНиП 23-03-2003) – 2011 – 40с.
10. Гусев В.П. Еще раз о шумовых характеристиках вентоборудования и акустических возможностях глушителей // АВОК №2, - 2008 - с. 48-55.