

УДК 574:502.628

**РАЗРАБОТКА НОВЫХ КОМПОЗИТНЫХ МАТЕРИАЛОВ  
ДЛЯ ПОЖАРОБЕЗОПАСНОСТИ И СНИЖЕНИЯ ШУМА  
МАШИН И МЕХАНИЗМОВ НА РАБОЧИХ МЕСТАХ  
В ПРОМЫШЛЕННОСТИ И НА ТРАНСПОРТЕ**

ст. препод. А.М. Мозговой

*Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова*

Актуальность. Одним из наиболее распространенных и типичных источников шума на рабочих местах в промышленности и на транспорте представлен шум технологического оборудования как внутри производственных помещений (цехах, машинных отделениях, т.е. помещениях постоянного пребывания людей), так и на территории самих производственных и транспортных объектов и средств.

Проблема. Октавные уровни звукового давления  $L$ , дБ, в расчетных точках помещений, в которых находится несколько источников шума, определяем по формуле:

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

где:  $\Delta_i = 10^{0.1L_{pi}}$

$L_{pi}$  – октавный уровень звуковой мощности, дБ, определяемый по паспорту и аналогам, а так же методом натуральных инструментальных измерений.

Для расчета звуковой мощности в полосах частот, когда известен только скорректированный уровень звука  $L_A$  в дБА, используют следующую методику, описанную в п. 4.4.3 Справочника [1]. Согласно данной методики применяют безразмерные спектры  $\Phi(f/n) = L_p - L_{p\Delta f}$ :

Где:  $L_p - L_{p\Delta f}$  определяем по табл. 4.2 [1], дБ;

$K$  величине безразмерного спектра, выбранного по табл. 4.2[1], прибавляется величина критерия шумности, выбранного по табл. 4.1[1] и получаем расчетные величины уровней звуковой мощности нашего оборудования в полосах частот.

$S$  – площадь ограждающей поверхности помещения  $S$ , м<sup>2</sup>;

$K$  – коэффициент, определяемый по рис. 2 [2], в зависимости от отношения расстояния  $r$ , м, между акустическим центром источника и расчетной точкой (РТ) к максимальному размеру источника;

$\Phi$  - фактор направленности, (обычно принимается  $\Phi = 1$  для равномерного излучения звука);

$\Psi$ - коэффициент нарушения диффузности звукового поля, определяемый по рис. 3[2];

$V$  - постоянная помещения, м<sup>3</sup>. определяемая из выражения (2):

$$V = V_{1000} * \mu \quad (2)$$

где:  $V_{1000}$  - постоянная помещения на частоте 1000 Гц, определяется по табл.2[2]. В нашем случае это помещения с небольшим количеством людей

(машинные залы, генераторные и т.д) и согласно табл. 2[2] расчет  $B_{1000}$  ведем по формуле:

$$B_{1000} = \frac{V}{20}, \text{ м}^3 \quad (3)$$

$\mu$  - частотный множитель, зависит от объема помещения  $V$  и находится по табл. 3 [2];

$m = n$  - количество источников шума, ближайших к расчетной точке, для которых  $r \leq 5r_{\min}$ , где  $r_{\min}$  - расстояние, м, от расчетной точки до акустического центра ближайшего к ней источника шума).

**Основная часть.** Проанализируем, исходя из формулы (1), первые семь основных способов снижения шума.

1. Первый способ состоит в уменьшении вынуждающих сил  $F(t)$ . Сокращение допусков, балансировка и другие мероприятия по совершенствованию машины снижают действие этих сил, но, как правило, в меньшей степени, чем происходит их рост от увеличения мощности. Упования на борьбу с шумом в источнике его возникновения в качестве кардинального решения проблемы пока оправдываются редко. Это проблема совершенствования машин, повышения ее коэффициента полезного действия. Решая ее, машиностроители одновременно решают и проблему снижения шума.

2. Второй способ снижения шума машин состоит в увеличении внутреннего механического импеданса  $Z_m$ . Этот способ также противоречит, но уже другой тенденции технического прогресса — сокращению материалоемкости и уменьшению массы машины, что приводит к увеличению вибровозбудимости: уменьшается  $Z_m$ , и, как следствие, увеличивается шум машины. Таким образом, увеличение внутреннего механического импеданса, даже в своем простейшем виде путем увеличения массы машин, мало перспективен.

3. Третий способ состоит в уменьшении передачи звуковых колебаний от места возбуждения к месту излучения, т.е. в уменьшении коэффициента передачи  $A_m$  благодаря виброизоляции. Здесь имеются два пути применения виброизоляции — внутренний и внешний. Первый не находит какого-либо серьезного применения ввиду трудности его совмещения с прямым функциональным назначением машины. А вот внешняя виброизоляция широко используется для снижения структурного звука, к примеру, на судах. В зданиях (особенно высотных и элитных) этот вид звукоизоляции, безусловно, перспективен, например, в виде звукоизолирующих амортизаторов и вибро прокладок для изоляции структурного звука машин, устройств и инженерных систем. Традиционно он применяется для изоляции ударного шума в межэтажных перекрытиях.

4. Четвертый способ состоит в уменьшении излучаемой поверхности  $S$ . Это иногда удается сделать путем уменьшения габаритных размеров машины (вместо одной большой машины — много малых машин) или использования решетчатого корпуса машины вместо сплошного. Уменьшение излучающей поверхности имеет ограниченное, но действительно эффективное применение. Например, перфорированием поверхности стола высокочастотного вибростен-

да можно заметно уменьшить излучаемую им звуковую мощность. Из-за простоты применения четвертый способ всегда надо иметь в виду.

5. Пятый способ состоит в уменьшении коэффициента излучения в окружающее пространство. Это можно сделать, установив вокруг машины звукоизолирующую оболочку. В последние годы для многих сложных машин инженеры разработали совершенные, в том числе и с эргономической точки зрения, ограждающие оболочки (например, корпус для многооперационных станков с программным управлением). К еще более совершенным оболочкам можно отнести корпуса самолетов, вертолетов, судов с динамическими принципами поддержания, легковых автомашин, цельнометаллических пассажирских вагонов. Инженеры-акустики взяли эти оболочки в качестве основы для создания эффективной и удобной звукоизоляции машин и устройств различного назначения.

6. При рассмотрении шестого (а также седьмого) способа снижения шума обратимся к ключевой формуле строительной акустики  $I = \frac{W\Phi}{\Omega r^2}$  [3]. Из

формулы, в частности, следует, что мощность шума  $W$  источника уменьшается в свободном полупространстве пропорционально квадрату расстояния  $r$ . Поэтому, если имеется необходимое большое расстояние от источника шума до человека, то шестой способ — самый простой и эффективный. Однако, в условиях производственного здания (особенно в помещениях судов), его редко удастся применить, т.к. свободного пространства здесь часто нет или оно очень дорого. Но всегда следует помнить о том, что кардинально решить проблему шумового воздействия на человека можно, удалив его подальше от источников шума (например, устроить кабину дистанционного управления).

7. Седьмой способ состоит в увеличении звукопоглощения в окружающей человека среде — среднего коэффициента звукопоглощения ограждающих по-

верхностей помещения ( $\bar{\alpha}_\phi$ ). Эта величина имеет также определяющее значение для качества акустики зала. Но для снижения шума в помещении, хотя ее роль здесь качественно обязательна (без звукопоглощения невозможно реализовать звукоизоляцию), звукопоглощение само по себе количественно мало влияет на снижение шума. Коэффициент звукопоглощения можно изменить в реальных конструкциях лишь в небольших пределах, а именно, от 0,1 до 0,7, т.е. максимум в 7 раз (в отличие от звукоизоляции  $R$  (дБ), которую конструктор вправе изменить максимально в пределах примерно 60 дБА, т.е. по интенсивности звука в 1 миллион (!) раз). Таким образом, для защиты людей от шума, в первую очередь важна звукоизоляция. Но мы не должны исключать применение и других указанных выше способов снижения шума.

Исследование теплофизических характеристик материалов осуществлялось с помощью измерителя теплопроводности ИТ-λ-400. Тепловая схема измерения теплопроводности представлена на рис. 1. Данная установка предназначена для исследований зависимости коэффициента теплопроводности материалов от температуры в режиме монотонного нагрева. Применяемое оборудо-

дование позволяет проводить исследования в диапазоне температур от  $-100$  до  $+400$  °С. При этом погрешность измерений составляет  $\pm 10\%$ .

Для измерения теплопроводности в измерителе использован метод динамического калориметра, теоретическое обоснование которого подробно изложено в работе [9]. Схема установки представлена на рис. 1.

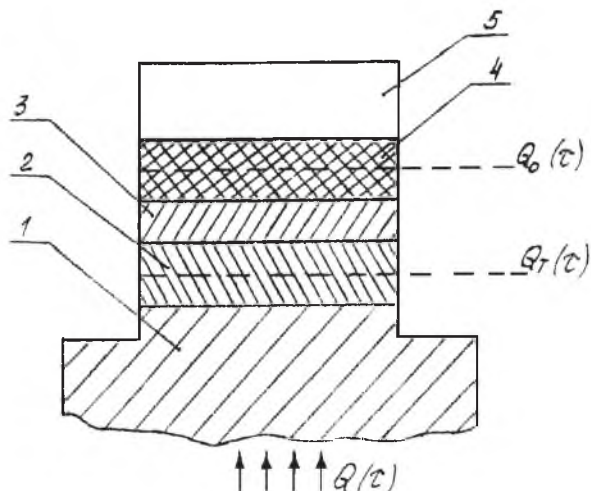


Рис. 1. Тепловая схема измерения теплопроводности материала

1 - основание, 2 - пластина, 3 - пластина контактная, 4 - образец для испытаний, 5 - стержень,  $Q_0(\tau)$  - тепловой поток, приходящий через образец и поглощающийся стержнем,  $Q_\tau(\tau)$  - тепловой поток, приходящий через среднее сечение пластины 2,  $Q(\tau)$  - тепловой поток поступающий от основания.

Для исследований были подготовлены опытные образцы пеностекла плотности от  $494 \text{ кг/м}^3$  до  $941 \text{ кг/м}^3$  цилиндрической формы, диаметром  $15 \text{ мм}$  и высотой  $0,5 \dots 1,5 \text{ мм}$ . Измерения проводили в диапазоне температур  $25 \dots 150$  °С с шагом  $25$  °С. Задача эксперимента сводилась к измерению перепадов температур на тепломера и образце в микровольт, мкВ. Эти величины обозначены соответственно  $P_T$  и  $P_O$ .

#### Выводы и перспективы дальнейших исследований.

Борьбу с шумом в промышленных зданиях, на транспорте и на селитебных территориях рекомендуется осуществлять с учетом достижений в других областях техники (судовая, авиационная, транспортная и промышленная акустики), а именно в виде:

- звукоизоляции ограждающих помещения конструкций зданий (стен, пола, потолка, окон и дверей);

- 
- звуковиброизоляции и звуковибропоглощении машин, устройств и инженерных систем в зданиях;
  - звукоизоляции и звукопоглощения системы вентиляции и кондиционирования воздуха в зданиях;
  - звукоизолирующих кабин управления;
  - акустических (шумозащитных) экранов внутри помещений в зданиях (для препятствия проникновению шума в сторону открытых оконных и дверных проемов) и на территориях предприятий для отдельных локальных источников (компрессоры, вентиляторы и т.д.);
  - звукоизолирующих (шумозащитных) домов;
  - звуковиброизоляции стендов (камер) для стандартных технологических процессов на заводах строительной индустрии.

Анализ результатов исследования теплофизических свойств предлагаемого пенно стекла показал лучшую стабильность результатов в диапазоне температур 25...500 °С чем у известного базальтового волокнистого материала "Paroc" - InVent 80G2 та ROCKWOOL АКУСТИК БАТСС. Открытым остается вопрос о изучении акустических свойств исследуемого материала.

#### **ИСПОЛЬЗОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА**

1. Справочник по технической акустике. Под ред. М. Хекля и Х.А. Мюллера. — Л.: Судостроение, 1980.
2. Боголепов И.И., Авферонк Э.И. Звукоизоляция на судах. — Л.: Судостроение, 1970.
3. Боголепов И.И. Строительная акустика. Предисловие академика РАН Васильева Ю.С. — СПб.: Издательство Политехнического университета, 2006.
4. Клокин И.И. Физико-технические основы виброизоляции механизмов и другого виброактивного оборудования. — Ленинградский ордена Ленина кораблестроительный институт, 1986.
5. Боголепов И.И. Промышленная звукоизоляция. Теория, исследования, проектирование, изготовление, контроль. Предисл. акад. АН СССР И.А. Глебова. Монография. — Л.: Судостроение, 1986.
6. Изак Г.Д., Гомзиков Э.А. Шум на судах и методы его уменьшения. — М.: Транспорт, 1987.
7. Никифоров А.С. Акустическое проектирование судовых конструкций. — Л.: Судостроение, 1990.
8. Иванов Н.И. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом. — М.: Логос, Университетская книга, 2008.
9. С. Simmons. Structure-borne sound transmission through plate junctions and estimates of SEA coupling loss factors using the finite element method. // JSV, 1991. – V. 144. – pp. 215–227.