

---

## **ИССЛЕДОВАНИЕ ЗВУКОИЗОЛИРУЮЩИХ И ВИБРОПОГЛОЩАЮЩИХ СВОЙСТВ ПОКРЫТИЙ КАПОТОВ И КАБИН АВТОТРАКТОРНОЙ ТЕХНИКИ**

---

**Павел Иванович Павлов**, доктор технических наук, профессор кафедры «Механика и инженерная графика»  
**Александр Владимирович Наумов**, кандидат технических наук,  
старший преподаватель кафедры «Детали машин»

Саратовский государственный аграрный университет имени Н.И. Вавилова

Объектом исследования является процесс проникновения звуковых волн сквозь звукоизолирующие и вибропоглощающие покрытия и облицовочные материалы. Предмет исследования – взаимосвязь геометрических размеров и типов звукоизолирующих и вибропоглощающих слоёв покрытий с эффективностью их использования. Цель исследования – получение зависимостей, позволяющих прогнозировать акустические характеристики разрабатываемых шумозащитных покрытий капотов и кабин тракторной техники. Предложена методика определения эффективности звукоизолирующих и вибропоглощающих слоев покрытий капотов и кабин автотракторной техники, учитывающая влияние, оказываемое вязкоупругими и массовыми характеристиками используемых материалов, а также такими параметрами, как диаметр пор и коэффициент пористости вибропоглощающего материала, на коэффициент потерь, характеризующий эффективность применения шумозащитного покрытия. Предлагаемая методика основывается на представлении двигателя внутреннего сгорания в качестве точечного источника звука и определении звукоизолирующих свойств покрытия во всем диапазоне звуковых частот. Определены причины снижения амплитуд звукового давления при прохождении через вибропоглощающие конструкции и обоснована необходимость применения подобных слоев. Также обосновано использование армирующего слоя, обеспечивающего значительное повышение коэффициента потерь. На основании предложенных методов расчета для металлического ограждения кабины тракторов установлены значения толщин материалов, входящих в многослойную звукоизолирующую конструкцию: для перфорированной резины – 4 мм; для стеклопластика или металлической фольги – 0,5 мм. Данная методика основывается на математическом аппарате технической акустики и теоретической механики. Для повышения акустического комфорта в кабинах тракторов к предлагаемому облицовочному покрытию целесообразно добавить слои, обеспечивающие шумопоглощение.

**КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА:** автотракторная техника, кабина, капот, облицовочные материалы, звукоизолирующие и вибропоглощающие свойства.

The object of research is the process of penetration of sound waves through sound-insulation and vibration-absorbing coatings and facing materials. The subject of research is the relationship between geometrical sizes and types of sound-insulation and vibration-absorbing layers of coatings and the efficiency of their use. The objective of research was to obtain the dependencies that allow predicting the acoustic characteristics of the developed noise-protective coverings for bonnets and cabins of automotive machines. The authors have proposed a technique for determining the efficiency of sound-insulation and vibration-absorbing layers of coverings of bonnets and cabins of automotive machines considering the impact exerted by viscoelastic and mass characteristics of utilized materials, as well as such parameters as pore diameter and porosity coefficient of vibration-absorbing material per the loss factor that characterizes the efficiency of use of noise-protective covering. The proposed technique is based on representing the internal combustion engine as a point source of sound and determining the sound-insulation properties of a covering within the whole range of sound frequencies. The authors have identified the reasons for a decrease in amplitudes of sound pressure when passing through vibration-absorbing structures and justified the need for application of such layers. The authors have also substantiated the use of reinforcing layer, which ensures a substantial increase in loss factor. Basing of the proposed calculation methods for metal guarding rails of tractor cabins the authors have established the values for thickness of materials constituting the multilayered sound-insulation structure: e.g. 4 mm for perforated rubber and 0.5 mm for fiberglass or metal foil. This technique is based on the mathematical apparatus of technical acoustics and theoretical mechanics. In order to increase the acoustic comfort in cabins of tractors it is reasonable to complement the proposed facing cover with additional layers that ensure noise absorption.

**KEY WORDS:** automotive machines, cabin, bonnet, facing materials, sound-insulation and vibration-absorbing properties.

Для снижения шумов, излучаемых двигателем и другими агрегатами, применяются следующие основные методы [2, 4, 6]:

- снижение интенсивности излучаемых шумов (обеспечение требуемой мощности при минимально возможной частоте вращения; «смягчение» процесса сгорания топлива; уменьшение зазора между поршнем и стенкой цилиндра; применение специальных конструкций клапанно-распределительного механизма).

- максимально возможное исключение передачи звуковой вибрации от ее источников (камера сгорания, клапаны и др.) к крупным, значительным по площади звукоизлучающим деталям, таким как картер или поддон.

- использование эффективных шумопоглощающих и шумоизолирующих оболочек (в капотах, кабинах и др.).

При реализации этих мер следует иметь в виду, что возможности первого и второго метода при наличии уже существующей машины ограничены и существенный эффект возможно получить лишь за счет третьего.

Имеются опробованные конструктивные решения, основанные на опыте эксплуатации машин с двигателем внутреннего сгорания (ДВС). Однако в настоящее время недостаточно математических методов оценки шумозащитных свойств капотов и кабин, позволяющих выбирать оптимальные параметры конструкции в зависимости от конкретных условий применения.

Цель акустического проектирования шумоизоляции состоит в разработке конструкции стенки кабины, обладающей комбинацией шумозащитных свойств: звукоизоляцией, вибродемпфированием и звукопоглощением [3].

Звукоизоляция отдельных стенок капотов определяется из следующего выражения [1]:

$$ЗИ = 10 \cdot \lg \left( \frac{P_{\text{двс}}}{P} \right)^2, \quad (1)$$

где  $P_{\text{двс}}$  – давление звуковой волны, создаваемой ДВС;

$P$  – давление звуковой волны, прошедшей через звукоизолирующую стенку.

Если рассматривать двигатель как точечный источник звука, то генерируемое им звуковое давление в некоторой точке пространства, положение которой задано в цилиндрических координатах, может быть описано известной зависимостью

$$P_{\text{двс}} = \sum_{n=0}^{\infty} (2n+1) \cdot P_n(\cos(\theta)) \cdot J_n(k \cdot z) \cdot H_n(k \cdot r), \quad (2)$$

где  $n$  – порядок моды звуковой волны;

$\theta, r, z$  – координаты исследуемой точки в цилиндрической системе координат;

$J_n$  – значение функции Бесселя 1-го рода  $n$ -го порядка;

$H_n$  – значение функции Бесселя 3-го рода (функции Ганкеля)  $n$ -го порядка.

В этом случае звукоизолирующая способность отдельной стенки капота может быть выражена в следующей форме:

$$ЗИ = 10 \cdot \lg \left[ \left( 1 + \eta \cdot M \cdot k_0^4 \cdot \frac{\sin(\theta)^2}{k_u^4} \right)^2 + M \cdot \left( 1 - k_0^4 \cdot \frac{\sin(\theta)^4}{k_u^4} \right)^2 \right], \quad (3)$$

где  $\eta$  – коэффициент потерь материала стенки;

$\theta$  – угол падения звуковой волны.

Значение остальных коэффициентов может быть определено из следующих зависимостей:

$$\left\{ \begin{array}{l} M = \frac{2\pi f \cdot z \cdot h}{2 \cdot \rho_0 \cdot c_0} \\ k_0 = \frac{2\pi f}{c_0} \\ k_u = \sqrt[4]{\frac{12 \cdot (2\pi f)^2 \cdot z \cdot (1 - \sigma^2)}{E \cdot h^2}} \end{array} \right. , \quad (4)$$

где  $f$  – частота звука, Гц;

$h$  – толщина стенки;

$\rho_0$  – плотность среды распространения волн;

$c_0$  – скорость звука в исследуемой среде;

$E, \sigma$  – модуль Юнга и коэффициент Пуассона материала стенки.

Таким образом, эффективность звукоизоляции пропорциональна толщине  $h$ , плотности материала стенки  $\rho_0$  и растет с увеличением частоты  $f$ . При нормальном падении звуковой волны на преграду в районе частот ниже частоты среза звукоизоляция определяется формулой

$$ЗИ_0 = 10 \cdot \lg \left[ 1 + \left( \frac{\pi \cdot f \cdot z \cdot h}{\rho_0 \cdot c_0} \right)^2 \right]. \quad (5)$$

В пространстве звуковые волны образуют диффузное поле, которое представляет собой большое количество волн, падающих на стенку ограждения под разными направлениями. В этом случае необходимо провести интегрирование общего выражения для звукоизоляции (ЗИ) в диапазоне изменения углов  $\theta$  от  $0^\circ$  до  $90^\circ$ . В результате, после преобразований, получаем формулу для оценки звукоизоляции стенки, имеющей погонную массу  $m = \rho_0 h$

$$ЗИ = 20 \cdot \lg(m \cdot f) - 47,5. \quad (6)$$

На средних звуковых частотах при увеличении частоты в два раза наблюдается возрастание эффективности звукоизоляции в среднем на 6 дБ. На низких частотах возникают резонансы стенки ограждения, которые способствуют снижению звукоизоляции до нулевого значения. На частоте совпадения, когда длина волны в воздухе оказывается равной длине изгибных волн оболочки кожуха, наблюдается значительное снижение звукоизоляции в районе данной октавы. На высоких частотах (на частотах выше частоты совпадения) скорость нарастания звукоизоляции равна  $\sim 7,5$  дБ/октаву.

Для повышения звукоизоляции стенок кабины на резонансных частотах и частоте совпадения необходимо увеличить значение механических потерь конструкций путем применения вибропоглощающих обшивок, покрытий, жестко соединенных с металлической стенкой. То есть в состав звукоизолирующего ограждения должен входить вибропоглощающий слой [3, 5].

Вибропоглощающие покрытия разрабатываются на основе материалов, обладающих высоким значением механических потерь. Коэффициент механических потерь  $\eta$  определяет сдвиг фазы между напряжением и деформацией в материале. Поглощение энергии вибраций пропорционально коэффициенту потерь материала, из которого выполнен элемент конструкции. Поглощение энергии вибраций обусловлено для разных материалов различными механическими затуханиями [2]:

- вязким трением, обусловленным трением частиц материала между собой. При этом чем больше амплитуда и скорость вибраций, тем существеннее поглощение;

- гистерезисом, который определяется остаточной деформацией, которая приводит при периодическом процессе к отставанию по фазе деформации от вызывающего ее напряжения;

- пластическим течением материала, при котором остаточная деформация пропорциональна времени действия усилия;

- релаксацией, при которой изменения молекулярной структуры вызывают выравнивание температур соседних участков среды, имеющих различные направления деформации.

Для увеличения потерь на металлические конструкции наносят слой вязкоупругого материала, имеющего высокий коэффициент потерь. Вибропоглощающий материал жестко крепится к поверхности демпфируемой металлической стенки. Металлическая пластина при нанесении слоя вибродемпфирующего материала имеет коэффициент потерь  $\eta$  в пределах:  $\eta_{\text{металла}} < \eta < \eta_{\text{материала}}$ . Деформация вязкоупругого материала вызывает его сжатие (растяжение) в направлении плоскости демпфируемой пластины.

Коэффициент потерь изгибно-колеблющейся пластины, облицованной жестким вибропоглощающим покрытием, определяется по формуле

$$\eta = \frac{\eta_2}{1 + [\alpha_2 \cdot \beta_2 \cdot [\alpha_2^2 + 12\alpha_{21}^2]]^{-1}}, \quad (7)$$

где  $\eta_2$  – коэффициент потерь материала покрытия.

Остальные коэффициенты определяются из следующих выражений:

$$\begin{cases} \alpha_2 = h_2/h_1 \\ \beta_2 = E_2/E_1 \\ \alpha_{21} = (1 + \alpha_2)/2 \end{cases}, \quad (8)$$

где  $h_1, h_2$  – толщина демпфируемой пластины и вязкоупругого слоя;

$E_1, E_2$  – модуль Юнга демпфируемой пластины и материала покрытия.

Формула (7) справедлива при условии  $\beta_2 < 10^{-2}$ , что на практике всегда выполняется [2]. Анализ формулы (7) показывает, что коэффициент механических потерь стенки с вибродемпфирующим покрытием тем значительнее, чем больше произведение  $\eta_m \times E_2$ .

Численное моделирование показало, что при увеличении толщины покрытия  $h_2$  коэффициент потерь  $\eta$  растет, асимптотически приближаясь к значению коэффициента потерь материала покрытия  $\eta_2$ .

Следовательно, для уменьшения вибраций элементов конструкции кабины и капота трактора предлагается двухслойная вибропоглощающая конструкция, в которой высокие потери обеспечиваются мягким вязкоупругим материалом, а жесткость конструкции обеспечивается тонким слоем стеклопластика. Схема такой конструкции представлена на рисунке 1.

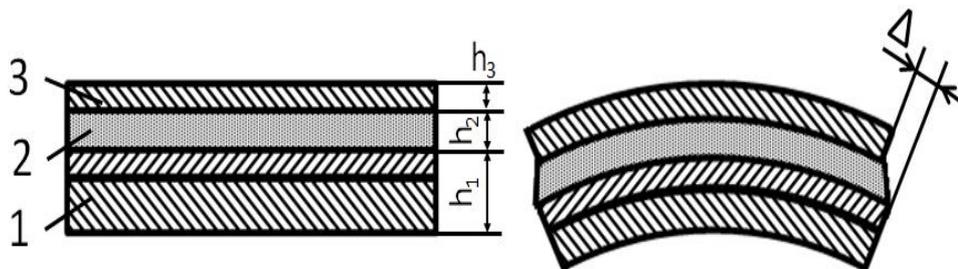


Рис. 1. Схема армированного вибродемпфирующего покрытия и его деформация:  
1 – деформируемая пластина; 2 – вязкоупругий слой; 3 – армирующий слой

Верхний армирующий слой покрытия препятствует растяжению внутреннего вязкоупругого слоя при вибрации стенки. При этом возникают деформации сдвига, сопровождающиеся высокими потерями. Коэффициент потерь изгибно-колеблющейся демпфируемой пластины с нанесенным на нее армированным вибропоглощающим покрытием можно получить из формулы

$$\eta = \frac{\eta_2 \cdot \gamma \cdot q_2}{1 + q_2^2 \cdot (1 + \eta_2^2) + \gamma \cdot q_2 \cdot (1 + q_2 \cdot (1 + \eta_2^2))} \quad (9)$$

Входящие в формулу (9) коэффициенты определяются из следующих выражений:

$$\begin{cases} q_2 = G_2 / (E_3 \cdot h_3 \cdot k_2 \cdot h_2) \\ \gamma \approx 12 \cdot \alpha_{31} \cdot \alpha_3 \cdot \beta_3 \\ \beta_3 = E_3 / E_1 \\ \alpha_{31} = (1/2(h_1 + h_3) + h_2) / h_1 \end{cases} \quad (10)$$

где  $h_3$  – толщина армирующего слоя;

$G_2$  – модуль сдвига вязкоупругого материала;

$E_3$  – модуль Юнга армирующего слоя.

Армирование создает возможность использования в конструкции мягкого вязкоупругого слоя, обладающего очень высоким коэффициентом потерь.

Коэффициент потерь составной конструкции: стенка + вибродемпфирующая облицовка, достигает на частотах 1-3 кГц значений  $\eta > 0,4$ , снижаясь в области низких частот до значений 0,2. На основании результата численного эксперимента можно рекомендовать следующие значения параметров конструкции вязкоупругого вибропоглощающего материала (перфорированной резины): радиус перфорации  $r_0 = 0,005$  м; коэффициент перфорации  $\varepsilon = 0,25$ ; толщина слоя  $h_2 = 4$  мм.

Сравнительный анализ эффективности применяемых промышленностью звукоизолирующих покрытий показал, что предлагаемое покрытие для облицовки поверхностей капота и кабины, изготовленное на основе перфорированного слоя резины и стеклопластика или металлической фольги, является более перспективным, так как в значительно большей степени снижает шум и вибрацию (рис. 2).

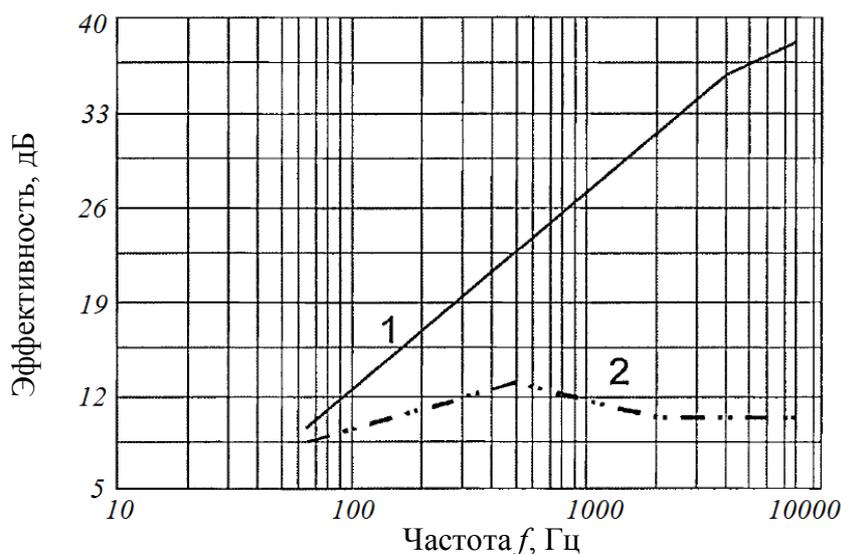


Рис. 2. Сравнение эффективности существующего и разработанного типа облицовочного покрытия: 1 – разработанное покрытие; 2 – мастика «Нева»

На основании предложенных методов расчета для металлического ограждения кабины тракторов установлены значения толщин материалов, входящих в многослойную звукоизолирующую конструкцию:

- для перфорированной резины – 4 мм;
- для стеклопластика или металлической фольги – 0,5 мм.

Для повышения акустического комфорта в кабинах тракторов к предлагаемому облицовочному покрытию целесообразно добавить слои, обеспечивающие шумопоглощение (например из базальтового волокна).

---

### Список литературы

1. Борьба с шумом на производстве : справочник / Е.Я. Юдин, Л.А. Борисов, И.В. Горенштейн и др.; под ред. Е.Я. Юдина. – Москва : Машиностроение, 1985. – 399 с.
2. Иванов Н.И. Основы виброакустики : учебник для вузов / Н.И. Иванов, А.С. Никифоров. – Санкт-Петербург : Политехника, 2000. – 482 с.
3. Наумов А.В. Совершенствование средств повышения экологической безопасности тракторов путем снижения уровня шума (на примере трактора «Кировец») : дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01 / А.В. Наумов. – Саратов, 2011. – 143 с.
4. Павлов П.И. Исследование уровня шума в кабине трактора К-701/ П.И. Павлов, А.В. Наумов // Вестник Саратовского государственного аграрного университета им. Н.И. Вавилова. – 2010. – № 1. – С. 49–52.
5. Хекл М. Справочник по технической акустике ; под ред. М. Хекла и Х.А. Мюллера. – Ленинград : Судостроение, 1980. – 440 с.
6. Элькин Ю.И. Снижение шума строительного-дорожных машин : дис. ... д-ра техн. наук : 01.04.06 / Ю.И. Элькин. – Санкт-Петербург, 2006. – 529 с.