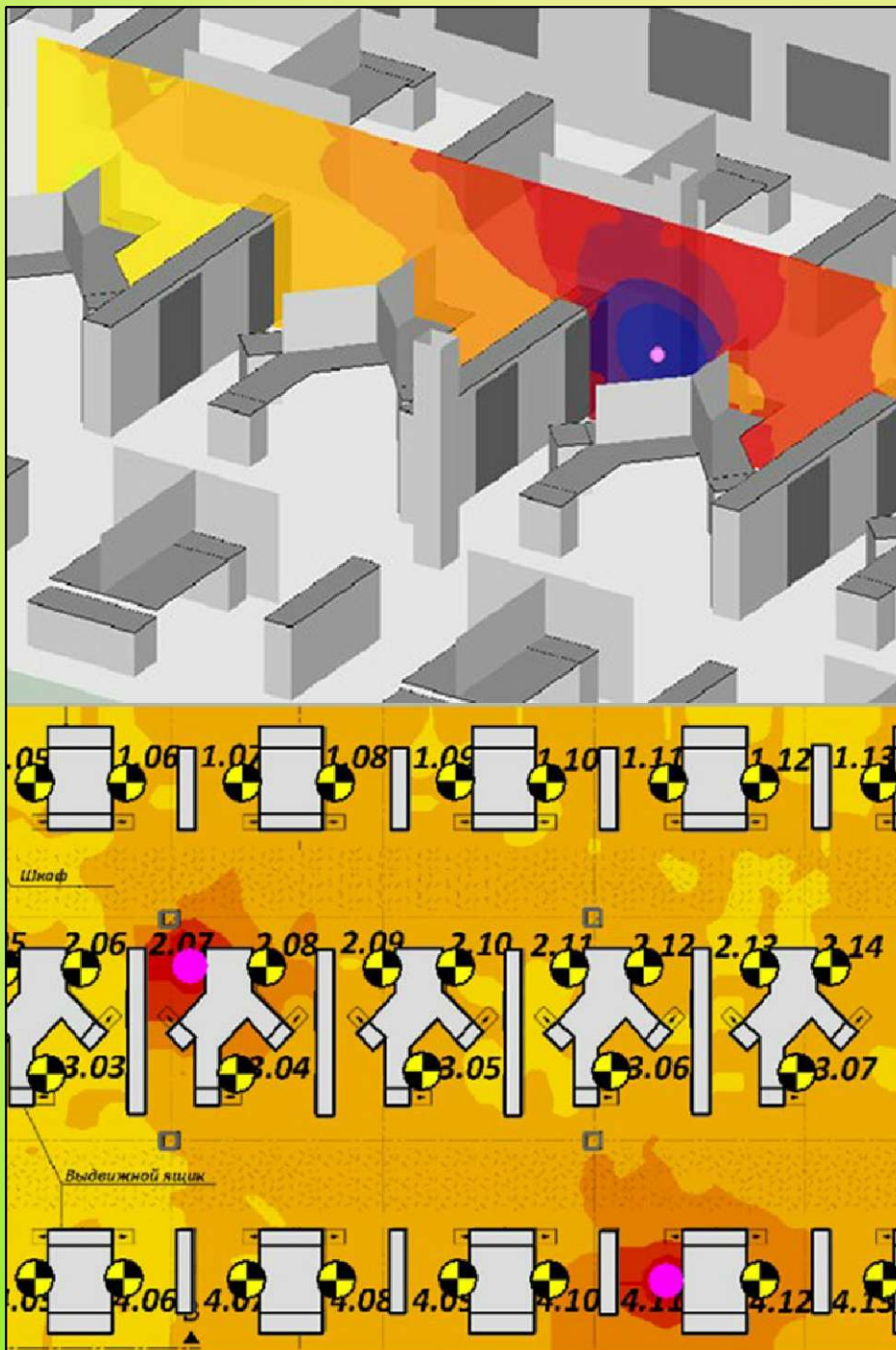


# Noise

## Theory and Practice

Scientific Journal



I  
2021

# Редакционная коллегия

## Главный редактор

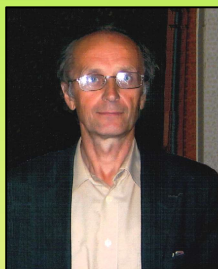
**Иванов Николай Игоревич**



Доктор технических наук, профессор кафедры "Экология и производственная безопасность" Балтийского государственного технического университета "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова, заслуженный деятель науки РФ (г. Санкт-Петербург, РФ)

## Заместитель главного редактора

**Курцев Геннадий Михайлович**



Кандидат технических наук, профессор кафедры "Экология и производственная безопасность" Балтийского государственного технического университета "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова (г. Санкт-Петербург, РФ)

## Члены редакционной коллегии

**Дроздова Людмила Филипповна**



Кандидат технических наук, профессор кафедры "Экология и производственная безопасность" Балтийского государственного технического университета "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова (г. Санкт-Петербург, РФ)

**Заплетников Игорь Николаевич**



Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой оборудования пищевых производств Донецкого национального университета экономики и торговли имени Михаила Туган-Барананского (г. Донецк, Украина)

**Элеонора Карлетти**



Директор Института сельскохозяйственной и землеройнотранспортных машин (IMAMOTER-CNR) и руководитель исследовательской группы IMAMOTER, работающей в предметной области акустики и вибрации (г. Феррара, Италия)

**Серджио Луцци**



Профессор и лектор в Университете Флоренции. Руководитель Курса "Акустика и контроль транспортного шума" в UNISER в Италии г.Пистойя (г. Флоренция, Италия)

**Тюрин Александр Павлович**



Доктор технических наук, профессор кафедры "Техносферная безопасность", зам. начальника Управления научно-исследовательских работ ФГБОУ ВПО "ИжГТУ имени М.Т. Калашникова" (г. Ижевск, РФ)

**Васильев Андрей Витальевич**



Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой "Химическая технология и промышленная экология" Самарского государственного технического университета, почетный работник высшего профессионального образования РФ (г. Самара, РФ)

**Тупов Владимир Борисович**



Доктор технических наук, профессор кафедры "Тепловые электрические станции" Национального исследовательского университета "Московский энергетический институт" (г. Москва, РФ)

**Цукерников Илья Евсеевич**



Доктор технических наук, профессор, главный научный сотрудник Научно-исследовательского института строительной физики, профессор Московского государственного университета печати имени Ивана Федорова (г. Москва, РФ)

## Шашурин Александр Евгеньевич



Доктор технических наук, декан факультета "Е" Оружие и системы вооружения, профессор, заведующий кафедрой "Экология и производственная безопасность" Балтийского государственного технического университета "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова (г. Санкт-Петербург, РФ)

## Тюрина Наталья Васильевна



Доктор технических наук, руководитель службы главного инженера ЗАО "Институт "Грансэкопроект" (г. Санкт-Петербург, РФ)

## Рассошенко Юлия Сергеевна



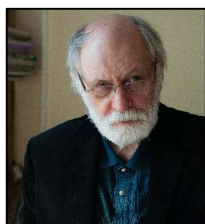
Кандидат технических наук, доцент кафедры "Экология и производственная безопасность" Балтийского государственного технического университета "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова (г. Санкт-Петербург, РФ)

## Дэвид Копли



Сертифицированный член совета Института технологий по контролю за шумом, член совета Института технологий по контролю за шумом, руководитель группы инженеров по борьбе с шумом в техническом центре Caterpillar (г. Пеория, США)

## Емельянов Владислав Николаевич



Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Плазмогазодинамика и теплотехника» Балтийского государственного технического университета «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова (г. Санкт-Петербург, РФ)

## Editor-in-chief

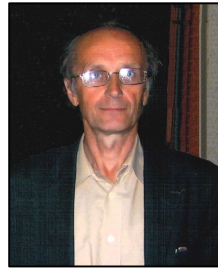
Nickolay Ivanov



Doctor of Engineering Science, Professor of the Department of Ecology and Industrial Safety of the Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D.F. Ustinov, Honored Scientist of the Russian Federation (St. Petersburg, Russia)

## Deputy Editor-in-Chief

Gennadiy Kurzev



Ph.D. of Engineering Science, Professor of the Department of Ecology and Industrial Safety of the Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D.F. Ustinov (St.Petersburg, Russia)

## Members of the Editorial Board

Lyudmila Drozdova



Ph.D. of Engineering Science, Professor of the Department of Ecology and Industrial Safety of the Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D.F. Ustinov (St. Petersburg, Russia)

Igor Zapletnikov



Doctor of Engineering Science, Professor, Head of Department of Food production equipment of the Donetsk National University of Economics and Trade named after Mikhail Tugan-Baranovsky (Donetsk, Ukraine)

Eleonora Carletti



Director of the Institute of Agricultural and Earth-Moving Machinery (IMAMOTER-CNR) and leader of the IMAMOTER Research Group working in the Acoustics and Vibration subject area (Ferrara, Italy)

Sergio Luzzi



Contract Professor and Lecturer at the University of Florence. Honorary Visiting Professor at USURT University of Ekaterinburg. Visiting Lecturer at the School of Architecture of the Royal College of Art in London (Florence, Italy)

Alexander Tyurin



Doctor of Engineering Science, Professor of Technosphere Safety Department, Deputy Head of Research and Development Office of the FSBEI HPO 'Izhevsk State Technical University' named after M.T.Kalashnikov (Izhevsk, Russia)

Andrey Vasilyev



Doctor of Engineering Science, Professor, Head of Chemical technology and industrial ecology chair of the Samara State Technical University, Honorary Worker of Higher Professional Education of the Russian Federation, honored ecologist of the Samara region (Samara, Russia)

Vladimir Tupov



Doctor of Engineering science, Professor of the 'Thermal power plants' Department of the National Research University 'Moscow Power Engineering Institute' (MPEI) (Moscow, Russia)

Ilya Tsukernikov



Doctor of Engineering Science, Professor, Chief Researcher at the Research Institute of Construction Physics, Professor of the Moscow State University of Printing Arts named after Ivan Fyodorov (Moscow, Russia)

## Aleksandr Shashurin



Doctor of Engineering Science, Dean of the E faculty 'Weapons and weapons systems', Professor, Head of the Department of Ecology and Industrial Safety, Leading Researcher of the Scientific Research Unit of the Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D.F. Ustinov (St. Petersburg, Russia)

## Natalya Tyurina



Doctor of Engineering Science, Head of the Chief Engineer's office of JSC 'Institute 'Transekoproekt' (St. Petersburg, Russia)

## Iuliia Rassoshenko



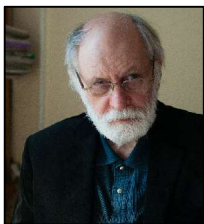
Ph.D. of Engineering Science, Senior Researcher of the Scientific Research Unit, Assistant Professor of the Department of Ecology and Industrial Safety of the Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D.F. Ustinov (St. Petersburg, Russia)

## David Copley



Board-Certified member of the Institute of Noise Control Engineering, member of the Society of Automotive Engineers Acoustical Materials committee, a team leader in a group of noise control engineers at Caterpillar's Technical Center (Peoria IL, USA)

## Vladislav Emelyanov



Doctor of Engineering Science, Professor, Head of Plasma Gas Dynamics and Thermal Engineering Department of the Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D.F. Ustinov (St. Petersburg, Russia)

Научный журнал

Том 7 №1

Учредитель

Общество с ограниченной ответственностью  
"Институт акустических конструкций" (ООО "ИАК")  
при БГТУ "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова

**Сетевой Научный Журнал  
'Noise Theory and Practice'**

выпускается с 2015 г.

Основателем Журнала является  
д.т.н., профессор кафедры  
"Экология и производственная  
безопасность "

Балтийского государственного  
технического университета  
"ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова  
основатель транспортной  
акустики в России -  
Иванов Николай Игоревич.

"Noise Theory and Practice"  
посвящен фундаментальным  
проблемам в области  
вибраакустики и принимает  
работы по направлениям:  
- 29.00.00 Физика  
- 29.37.00 Акустика  
- 43.00.00 Общие и комплексные  
проблемы естественных и  
точных наук  
- 87.00.00 Охрана окружающей  
среды. Экология человека

Все статьи, поступающие в  
редакцию, проходят  
обязательное рецензирование.  
Журнал является открытым  
сетевым ресурсом и издается  
с периодичностью четыре раза  
в год.

**Фактический адрес редакции**

Россия, г. Санкт-Петербург,  
ул. Бумажная, д.17, лит. А,  
пом. 436-1

+7 (812) 495-77-97

www.noisetp.com

e-mail: issues@noisetp.com

**Ответственный секретарь**

Рассошенко Ю.С.

Зарегистрировано в Федеральной  
службе по надзору в сфере связи,  
информационных технологий  
и массовых коммуникаций

**Свидетельство**

ЭЛ № ФС 77-74057

## Содержание

**Казаков Л.И.**

Кольцевой вязкоупругий резонатор с центральной  
подвижной массой  
стр. 7-17

РУС

**Покусаев М.Н., Хмельницкий К.Е.,  
Хмельницкая А.А., Климов Д.А.**

Результаты измерения параметров шума  
маломерного судна на швартовых и ходовых  
испытаниях  
стр. 18-26

РУС

**Шабарова А.В., Буторина М.В., Куклин Д.А.**

Влияние степени детализации модели офисного  
помещения на результаты компьютерного  
моделирования распространения шума  
стр. 27-37

РУС

**Заплетников И.Н., Пильненко А.К.,  
Гордиенко А.В., Ерёменко Д.О.**

Виброакустические свойства пищевого оборудования  
стр. 38-43

РУС

**Канев Н.Г., Прокофьева П.Е., Московец М.Е.**

Оценка неопределенности измерений вибрации  
железнодорожного транспорта по результатам  
суточного мониторинга  
стр. 44-55

РУС

**The Online Scientific Journal**

**'Noise Theory and Practice'**

has been published since 2015. The founder of the journal is Nikolay Igorevich Ivanov, Doctor of Engineering Sciences, Professor of the department of Ecology and Industrial Safety of the Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D. F. Ustinov, the founder of the transport acoustics in Russia.

'Noise Theory and Practice' is devoted to the fundamental problems in the field of vibroacoustics and accepts papers in the following areas:  
- 29.00.00 Physics  
- 29.37.00 Acoustics  
- 43.00.00 General and complex issues of natural and exact sciences  
- 87.00.00 Environmental protection. Human ecology.

All articles submitted to the editorial office are subject to mandatory review. The journal is an open network resource and published four times a year.

**Location address of the Editorial office**

17 building 'A' Bumazhnaya str.,  
office 436-1  
+7 (812) 495-77-97  
www.noisetp.com  
e-mail: issues@noisetp.com

**Executive Secretary**

Rassoshenko Iuliia

Journal is registered in Federal service for supervision of communications, information technology, and mass media

**The certificate of registration**

ЭЛ № ФС 77-74057

## Contents

<b>Kazakov L.I.</b>	RUS
Viscoelastic ring resonator with Central movable mass p. 7-17	
<b>Pokusaev M.N., Khmelnitsky K.E., Khmelnitskaya A.A., Klimov D.A.</b>	RUS
Results of measuring the noise parameters of a small vessel during mooring and sea trials p. 18-26	
<b>Shabarova A.V., Butorina M.V., Kuklin D.A.</b>	RUS
Influence of the degree of detail of the office premises model on the results of computer modeling of noise propagation p. 27-37	
<b>Zapletnikov I.N., Pilnenko A.K., Gordienko A.V., Eremenko D.O.</b>	RUS
Vibroacoustic properties of food equipment p. 38-43	
<b>Kanev N.G., Prokofyeva P.E., Moskovets M.E.</b>	RUS
Measurement uncertainty evaluation based on the results of daily rail transport vibration monitoring p. 44-55	

УДК: 534.833.534  
OECD: 01.03.AA

## Кольцевой вязкоупругий резонатор с центральной подвижной массой

Казаков Л. И.

К.ф.-м.н., ведущий научный сотрудник, Тихоокеанский океанологический институт  
им. В.И. Ильичёва ДВО РАН, г. Владивосток, РФ

### Аннотация

Рассмотрены 3 варианта резонатора: один - для гидроакустической трубы и два - для вибростола (с внутренней и с внешней массой). Показано применение резонаторов для измерения динамических модулей сдвига вязкоупругих материалов с использованием упомянутых установок. В случае гидроакустической трубы удалось сложные выражения для проводимости резонатора заменить простыми резонансными формулами, пригодными в широкой полосе частот вокруг главного резонанса образца. Величину подвижной массы можно изменять в диапазоне до трех декад, что обеспечивает возможность измерения и расчета сдвиговых параметров вязкоупругого образца в полосе низких и средних частот более трех октав. Выполнено сравнение расчета с экспериментом. Имеется возможность расширения измерений на диапазон 3-4 октав высоких частот, когда образец можно считать полубесконечным в радиальном направлении. Получены простые расчетные формулы и для измерений на вибростоле. Приведены результаты измерений полистирола.

**Ключевые слова:** кольцевой вязкоупругий резонатор, сосредоточенная масса, акустическая проводимость, резонансная частота, комплексный модуль сдвига.

### *Viscoelastic ring resonator with Central movable mass*

*Kazakov L.I.*

*Phd, leading researcher, V.I.Ilichev Pacific Oceanological Institute, Far Eastern Branch,  
Russian Academy of Sciences, Vladivostok, Russia*

### **Abstract**

3 variants of the resonator are considered: one – for a hydroacoustic tube and two-for a vibrating table (with internal and external mass). The use of resonators for measuring the dynamic shear modulus of viscoelastic materials using the mentioned installations is shown. In the case of a hydroacoustic tube, it was possible to replace complex expressions for the resonator conductivity with simple resonant formulas that are suitable in a wide frequency band around the main resonance of the sample. The value of the moving mass can be changed in the range of up to three decades, which makes it possible to measure and calculate the shear parameters of a viscoelastic sample in the low and medium frequency band of more than three octaves. The calculation is compared with the experiment. It is possible to extend the measurements to the range of 3-4 octaves of high frequencies, when the sample can be considered semi-infinite in the radial direction. Simple calculation formulas are also obtained for measurements on the vibrating table. The results of measurements of polystyrene are presented.

**Keywords:** ring viscoelastic resonator, concentrated mass, acoustic conductivity, resonance frequency, complex shear modulus.



## Введение

Рассматриваемые ниже резонаторы имеют следующие достоинства:

- благодаря сосредоточенной массе собственная частота резонатора может быть снижена на порядок;
- варьированием массы в широких пределах можно изменять резонансную частоту в диапазоне 3-4 октав;
- простая конструкция резонаторов удобна для применения, как в трубе, так и на вибростоле при измерениях комплексного модуля сдвига вязкоупругого материала на одном образце и в широкой полосе частот.

### 1. Резонатор в гидроакустической трубе

На рис. 1 показана в разрезе верхняя часть гидроакустической измерительной трубы, содержащая кольцевой резонатор с центральной массой. Кольцевой образец вязкоупругого материала 1 зажат между стенкой канала заполненной водой трубы 2 и жестким цилиндрическим вкладышем 3. В простейшем случае, особенно удобном при испытаниях мягких материалов, этого достигают тем, что вкладыш 3, обтянутый кольцевым образцом 1, вталкивают в канал трубы 2 как пробку. Возможность выхода вытесняемой при этом воды обеспечивают, например, тем, что боковую поверхность вкладыша снабжают тонкой неглубокой канавкой.

При таком креплении резонатор держится в трубе посредством трения, что делает излишним использование клеевых соединений, снижающих точность измерений. Степень же зажатия образца 1, как показали специальные эксперименты, на результаты измерений не влияет. Это и понятно, поскольку вязкоупругий материал практически несжимаем, т.е. подвержен большому внутреннему давлению.

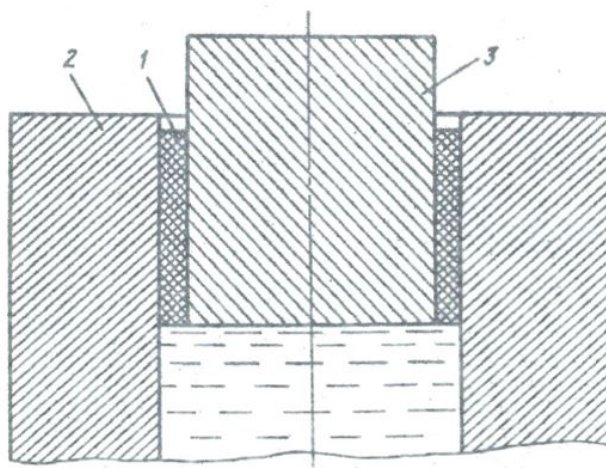


Рис. 1. Кольцевой резонатор в гидроакустической трубе:

1 – вязкоупругий образец; 2 – стенка трубы; 3 – жесткий вкладыш

Обозначим:  $a$  – радиус канала трубы (м);  $b$  – радиус вкладыша (м);  $\Delta = a - b$  – толщина образца (м);  $h$  – высота образца (м);  $M$  – масса вкладыша (кг). Если  $h \gg \Delta$ , то в скорости смещения образца можно пренебречь поперечной составляющей и считать скорость аксиальной и не зависящей от осевой координаты  $z$ , т.е.  $V_z = V_z(r)$ . В этом случае справедливо уравнение в цилиндрических координатах [1, (6), (7)]:

$$\frac{d^2 V_z}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dV_z}{dr} + \kappa^2 V_z = \frac{i\omega P}{\mu^* h}. \quad (1)$$

Здесь:  $i$  – мнимая единица;  $\omega$  – круговая частота звука;  $P$  – звуковое давление (Па), действующее снизу на резонатор;

$$\mu^*(\omega) = \mu(\omega)[1 - i\eta(\omega)] \quad (2)$$

- комплексный модуль сдвига материала образца, где  $\mu(\omega)$  – модуль сдвига (Па),  $\eta(\omega)$  – коэффициент сдвиговых потерь;

$$\kappa = \kappa_1 + i\kappa_2 = \sqrt{\frac{\rho\omega^2}{\mu^*(\omega)}} = \frac{\omega\sqrt{\rho}}{\sqrt{2\mu(1+\eta^2)}}(\sqrt{\sqrt{1+\eta^2}+1} + i\sqrt{\sqrt{1+\eta^2}-1}) \quad (3)$$

- комплексное волновое число сдвиговой волны в образце,  $\rho$  – плотность материала образца (кг/м<sup>3</sup>).

Решением уравнения (1) будет

$$V_z(r) = AJ_0(\kappa r) + BN_0(\kappa r) + \frac{P}{-i\omega\rho h}.$$

Для определения постоянных  $A$  и  $B$  имеем два граничных условия:  $V_z(a) = 0$  и  $V_z(b) = V_0$ , где  $V_0$  – колебательная скорость массы  $M$  вкладыша. Эту скорость найдем из уравнения движения массы  $M$ :

$$-i\omega V_0 M = \pi b^2 P + \frac{i\mu^*(\omega) \cdot 2\pi b h}{\omega} \frac{\partial V_z(r)}{\partial r} \Big|_{r=b},$$

где первое слагаемое справа – сила звукового давления на вкладыш, второе – сила реакции вязкоупругого образца на боковую поверхность вкладыша. Далее исключим  $V_0$  из двух последних уравнений и, решив полученную при этом систему уравнений относительно  $A$  и  $B$ , подставим их значения в предыдущее выражение и окончательно найдем:

$$V_z(r) = \frac{P}{i\omega\rho h} \left\{ \frac{\left\{ [J_0(\kappa a) - J_0(\kappa b)] - \frac{\rho}{\rho_1} [J_0(\kappa a) - \frac{2}{\kappa b} J_1(\kappa b)] \right\} N_0(\kappa r) - \dots}{J_0(\kappa a) N_0(\kappa b) - J_0(\kappa b) N_0(\kappa a) - \dots} \dots \right. \quad (4)$$

$$\left. \dots \frac{\left\{ [N_0(\kappa a) - N_0(\kappa b)] - \frac{\rho}{\rho_1} [N_0(\kappa a) - \frac{2}{\kappa b} N_1(\kappa b)] \right\} J_0(\kappa r)}{-\frac{\rho}{\rho_1} \cdot \frac{2}{\kappa b} [J_0(\kappa a) N_1(\kappa b) - J_1(\kappa b) N_0(\kappa a)] - 1} \right\}.$$

Здесь  $J_n(\kappa r)$  и  $N_n(\kappa r)$  – соответственно, функции Бесселя и Неймана;

$$\tilde{\rho}_1 = \frac{M}{\pi b^2 h}$$

- эффективная плотность (кг/м<sup>3</sup>) вкладыша 3. При  $\tilde{\rho}_1 \rightarrow \infty$  отсюда следует формула (32) работы [1] для кольцевого вязкоупругого резонатора.

Из (4) найдем скорость  $V_0 = V_z(b)$  массы  $M$ , а также среднюю по сечению кольцевого образца 1 скорость

$$\overline{V_z(r)} = \frac{2}{a^2 - b^2} \int_b^a V_z(r) r dr.$$

Тогда приведенную к воде акустическую проводимость кольцевого резонатора с подвижной массой запишем в виде:

$$Y = \frac{\rho_0 c_0}{P} \left[ \frac{a^2 - b^2}{a^2} \overline{V_z(r)} + \frac{b^2}{a^2} V_0 \right].$$

Здесь  $\rho_0 = 10^3$  кг/м<sup>3</sup> – плотность воды,  $c_0 = 1.5 \cdot 10^3$  м/с – скорость звука в воде, квадратная скобка определяет среднюю по сечению трубы колебательную скорость обращенного к воде торца резонатора. Подставив сюда значения  $\overline{V_z(r)}$  и  $V_0$ , получим:

$$Y(\omega) = P(\omega) + iQ(\omega) = \frac{\rho_0 c_0}{-i\omega \rho h} \left\{ \frac{\frac{8(1-\gamma)}{\pi z^2 a_{00}} - \frac{2a_{10}}{z a_{00}} + \frac{4\gamma a_{11}}{z y a_{00}} + \frac{\xi^2}{\gamma} (1-\gamma)^2}{1 - \frac{2\gamma a_{01}}{y a_{00}}} + 1 + \xi^2 - \frac{\xi^2}{\gamma} \right\}, \quad (5)$$

где

$$\gamma = \frac{\rho}{\tilde{\rho}_1}, \xi = \frac{b}{a}, \quad (6)$$

$$z = \kappa a, y = \kappa b = \xi z, \quad (7)$$

$$\begin{aligned} a_{00} &= J_0(z)N_0(y) - J_0(y)N_0(z), \\ a_{01} &= J_0(z)N_1(y) - J_1(y)N_0(z), \\ a_{10} &= J_1(z)N_0(y) - J_0(y)N_1(z), \\ a_{11} &= J_1(z)N_1(y) - J_1(y)N_1(z). \end{aligned} \quad (8)$$

Выполнив в выражении (5) разложения цилиндрических функций (8) [2, с. 413, 428], представим это выражение в виде:

$$Y = \frac{\rho_0 c_0}{i\omega \rho h} \cdot \frac{(1 - \xi^4)z^2}{8} \cdot \frac{1}{1 - A(\xi)z^2 + B(\xi)z^4 - D(\xi)z^6 + \dots}, \quad (9)$$

где

$$A(\xi, \gamma) = \frac{(1 - \xi^2)^2}{6(1 + \xi^2)} \left( 1 + \frac{3\xi^2}{\gamma(1 - \xi^2)} \right). \quad (10)$$

Как и в работе [1], оставим в знаменателе формулы (9) только два первых слагаемых и, используя (7), (3), (2), найдем для (9) приближенное значение:

$$Y(\omega) = P(\omega) + iQ(\omega) \approx \frac{\rho_0 c_0 \omega a^2 (1 - \xi^4)}{8\mu(\omega)h} \cdot \frac{-i}{1 - \frac{\omega^2 \mu(\omega_p)}{\omega_p^2 \mu(\omega)} - i\eta(\omega)}, \quad (11)$$

где

$$\omega_p \approx \frac{1}{a} \sqrt{\frac{\mu(\omega_p)}{\rho A(\xi, \gamma)}} = \frac{1}{\Delta} \sqrt{\frac{6\mu(\omega_p)}{\rho(1 + \frac{2\xi}{1+\xi^2})(1 + \frac{3\xi^2}{\gamma(1-\xi^2)})}}, \quad (12)$$

- собственная круговая частота резонатора.

Из приближенных формул при  $\omega \gg \omega_p$  следует:

$$Y(\omega) \approx \frac{\rho_0 c_0}{-i\omega \tilde{\rho}_1 h} \cdot \frac{(1 + \xi^2)^2}{4\xi^2(1 + \gamma \frac{1-\xi^2}{3\xi^2})} \xrightarrow{\xi \rightarrow 1} \frac{\rho_0 c_0}{-i\omega \tilde{\rho}_1 h}$$

- приведенная проводимость сосредоточенной массы вкладыша, как это и должно быть в данном случае.

Согласно (10)  $A(\xi, \gamma) \xrightarrow{\xi \rightarrow 0} \frac{1}{6}$ . Тогда приближения (11) и (12), как и положено, совпадают, соответственно, с формулами для цилиндрического резонатора (10) и (11) работы [1].

На рис.2 показаны расчетные зависимости компонентов приведенной комплексной проводимости  $Y(f)$  резонатора с железным вкладышем и с параметрами:  $\mu = 10^6$  Па,  $\eta = 1$ ,  $\rho = 1.11 \cdot 10^3$  кг/м<sup>3</sup>,  $\gamma = 0.141$ ,  $h = 4$  см,  $a = 2$  см,  $\xi = 0.8$ . Видим, что приближенные кривые хорошо совпадают с точными на частотах  $0 < f < (2...3)f_p$ . Это имеет место при любых разумных значениях параметров (для  $0 < f < f_p$  – всегда).

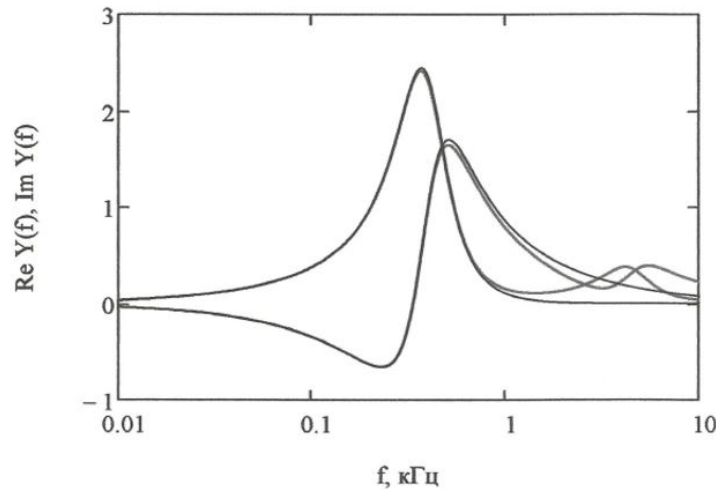


Рис. 2. Компоненты приведенной проводимости резонатора:  
— - точные значения (5); — - низкочастотное приближение (11)

Величину  $\gamma$  можно изменять в диапазоне более трех декад, например от  $\gamma = 0.05$  до  $\gamma = 100$ . Это обеспечивает возможность изменения собственной частоты  $\omega_p$  (12) резонатора с данным резиновым образцом в полосе частот более трех октав. Большие значения  $\gamma$  получим, выполнив вкладыш в виде стакана, например, из сверхлегкого пенометаллического сплава AZ91 или из пеностекла. При  $\gamma \gg \frac{3\xi^2}{1-\xi^2}$  собственная частота резонатора (12) стремится к предельному значению

$$\omega_p \rightarrow \omega_{max} = \frac{1}{\Delta} \sqrt{\frac{6\mu(\omega_{max})(1 + \xi^2)}{\rho(1 + \xi)^2}}, \quad (13)$$

а на кривых  $P(\omega)$  и  $Q(\omega)$  проводимости  $Y(\omega)$  на частоте  $\omega_L \approx 2\omega_{max}$  появляются изломы. Это поясняет рис. 3, построенный для значения  $\gamma = 100$  и остальных параметров – тех же, что на рис. 2.

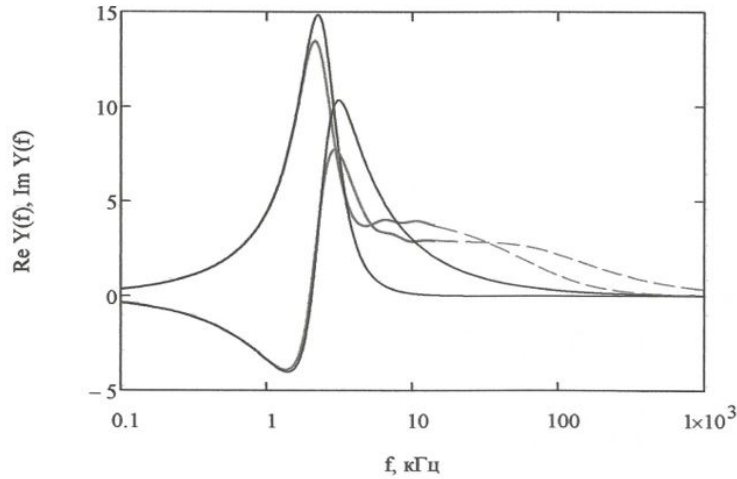


Рис. 3. Компоненты приведенной проводимости резонатора при  $\gamma = 100$ :  
 — - точные значения (5); — - низкочастотное приближение (11);  
 - - - - высокочастотное приближение (14)

Объяснение этого эффекта простое. На частоте изломов согласно (3) имеем:

$$\kappa_2(\omega_L) \cdot 2\Delta = \frac{4\sqrt{3(1+\xi^2)(\sqrt{1+\eta^2}-1)}}{(1+\xi)\sqrt{1+\eta^2}}.$$

При  $\xi = 0.8$ ,  $\eta = 1$   $\kappa_2(\omega_L) \cdot 2\Delta = 2.24$ . Это означает, что на частотах  $\omega > \omega_L$  происходит сильное затухание сдвиговой волны на двойной толщине образца, и чем выше частота, тем больше оснований считать образец полубесконечным в радиальном направлении, когда для сдвиговой волны входной импеданс образца равен волновому сопротивлению его материала  $S = \sqrt{\rho\mu^*(\omega)}$ . При  $\omega > (1.5...2)\omega_L$  высокочастотное приближение проводимости резонатора (5) имеет вид

$$Y(\omega) = P(\omega) + iQ(\omega) \approx \frac{\rho_0 c_0}{-i\omega\rho h} \left\{ \frac{1 + (\gamma - 1)\xi^2 + \frac{2\gamma}{y} \left[ \frac{2\xi}{y} + i \left( 1 + \frac{\gamma-1}{\gamma} \xi^2 \right) \right]}{1 + i\frac{2\gamma}{y}} \right\}, \quad (14)$$

где  $P(\omega)$  и  $Q(\omega)$  – плавно спадающие кривые, что видно на рис. 3.

Действующее на низких частотах приближение (11) хорошо аппроксимирует простой, типично резонансной формулой сложное точное выражение (5) для  $Y(\omega)$  в довольно широком диапазоне частот вокруг главного резонанса, что позволяет вычислить модуль сдвига  $\mu(\omega)$  и коэффициент сдвиговых потерь  $\eta(\omega)$  резины по измеренным акустическим  $P(\omega)$  и  $Q(\omega)$  и геометрическим параметрам образца по формулам:

$$\mu(\omega) = \rho\omega^2 a^2 A(\xi, \gamma) - \frac{\rho_0 c_0 \omega a^2 (1 - \xi^4)}{8h} \cdot \frac{Q(\omega)}{P(\omega)^2 + Q(\omega)^2}, \quad (15)$$

$$\eta(\omega) = \frac{\rho_0 c_0 \omega a^2 (1 - \xi^4)}{8\mu(\omega)h} \cdot \frac{P(\omega)}{P(\omega)^2 + Q(\omega)^2}. \quad (16)$$

При определении  $\mu(\omega)$  и  $\eta(\omega)$  по формулам (15) и (16) наиболее надежные результаты относятся к диапазону частот

$$\omega_p \left[ 1 - \frac{\eta(\omega_p)}{2} \right] \leq \omega \leq \omega_p \left[ 1 + \frac{\eta(\omega_p)}{2} \right].$$

Наибольшая точность измерений  $P(\omega)$  и  $Q(\omega)$  при  $|Y(\omega)| \sim 1$ . Такой способ определения сдвиговых параметров вязкоупругих материалов изложен в работе [3]. Как показал опыт, можно также зажимать образец лишь по части его высоты так, что верхняя часть образца остается свободной.

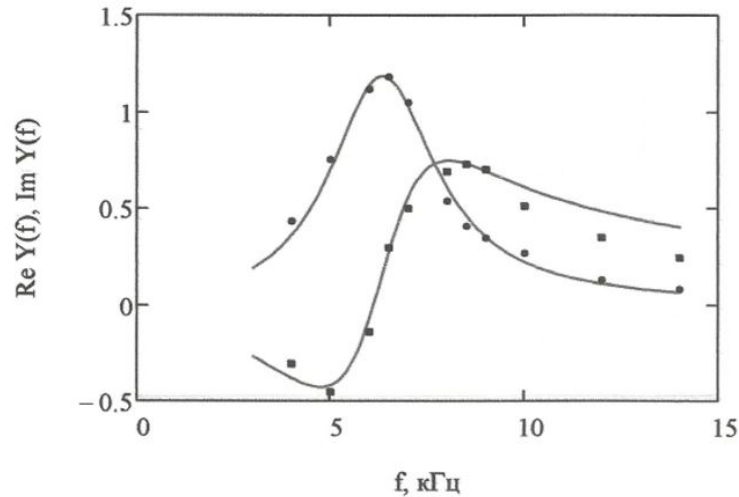


Рис. 4. Экспериментальные значения компонентов проводимости резонатора

На рис. 4 точками показаны результаты измерения на гидроакустической трубе с диаметром канала  $2a = 41$  мм компонентов проводимости  $P(f)$ (●) и  $Q(f)$ (■) резонатора с подвижной массой, содержащего образец твердой резины толщиной  $\Delta = 1.3$  мм ( $\xi = 0.9366$ ) и высотой  $h = 25$  мм. Собственная частота резонатора  $f_p = 6.16$  кГц. По формулам (15), (16) и экспериментальным значениям  $P(f)$  и  $Q(f)$  из диапазона частот 5 - 10 кГц вычислены: модуль сдвига резины  $\mu(f) = 0.46 \cdot (0.895 + 0.0147f) \cdot 10^8$  Па, средний коэффициент сдвиговых потерь  $\eta(f) = 0.52$ . С использованием этих значений  $\mu(f)$  и  $\eta(f)$  по формуле (11) построены сплошные кривые  $P(f)$  и  $Q(f)$ , аппроксимирующие экспериментальные точки рис. 4.

Высокочастотное приближение (14), в принципе, также можно использовать для определения функций  $\mu(f)$  и  $\eta(f)$  по измеренным значениям  $P(f)$  и  $Q(f)$  в диапазоне 3 - 4 октав высоких частот. Беда лишь в том, что из уравнений (14) трудно «извлечь»  $\mu$  и  $\eta$ . Этот вариант экспериментально не проверялся.

## 2. Резонаторы для вибростола

На рис. 5 и 6 показаны варианты измерительного устройства, предназначенного для определения компонентов комплексного модуля сдвига (2) вязкоупругого материала.

Образцу 1 придана форма трубки, зажатой между разъемной по диаметральной плоскости обоймой 2, стянутой болтами, и вкладышем 3. На рис. 5 обойма 2 закреплена на рабочем столе 4 вибратора 5, а вкладыш 3 свободно подвешен на образце 1, удерживается силами трения и нагружен добавочной сменной массой 6. Вертикальные колебания рабочего стола 4 вибратора 5 через обойму 2 и испытуемый образец 1 передаются вкладышу 3 с добавочной массой 6.

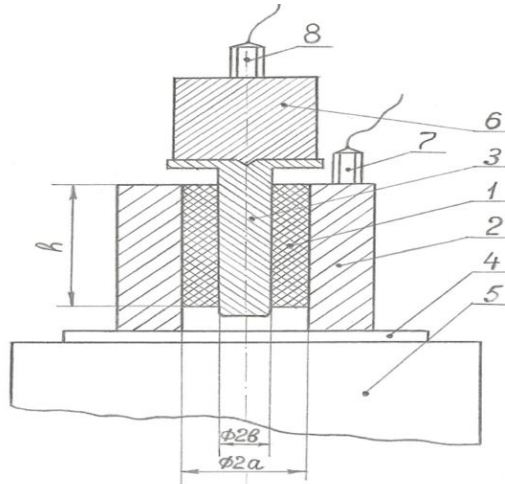


Рис. 5. Кольцевой резонатор с внутренней массой

На рис. 6 к рабочему столу 4 вибратора 5 прикреплен вкладыш 3, а разъемная обойма 2 с добавочной массой 6 свободно подвешена на образце 1. Аксиальные колебания обоймы 2 и вкладыша 3 в обоих случаях регистрируют датчики вибраций 7 и 8, например, акселерометры.

Для аксиальной скорости смещений в вязкоупругом образце рис. 5 справедливо то же уравнение (1), где следует считать  $P = 0$ . Имеется два граничных условия: задаваемая колебательная скорость обоймы 2; колебательная скорость суммарной массы  $M$  вкладыша 3 и довеска 6. Для отношения этих скоростей найдем:

$$\frac{V_0}{V} = \frac{4\gamma}{\pi y^2} \frac{1}{a_{00} - \frac{2\gamma}{y} a_{01}}, \quad (17)$$

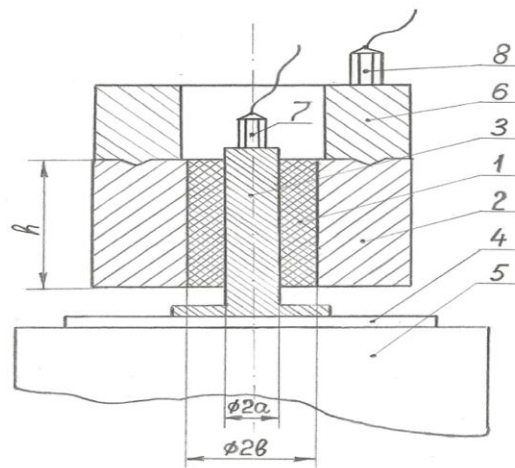


Рис. 6. Кольцевой резонатор с внешней массой

где использованы обозначения (6)-(8). Подобно переходу от (5) к (11) получим для (17) низкочастотное приближение:

$$\frac{V_0}{V} \approx \frac{1 - i\eta(\omega)}{1 - \frac{\omega^2 \mu(\omega_p)}{\omega_p^2 \mu(\omega)} - i\eta(\omega)}, \quad (18)$$

$$\omega_p \approx \frac{2}{a} \sqrt{\frac{\mu(\omega_p)}{\rho A_1(\xi, \gamma)}}, \quad (19)$$

- собственная круговая частота резонатора,

$$A_1(\xi, \gamma) = \frac{2(\gamma - 1)}{\gamma} \xi^2 \ln \xi + 1 - \xi^2. \quad (20)$$

Приближение (18) хорошо аппроксимирует в области первого резонанса точное выражение (17) лишь при  $\xi \geq 0.8$ .

Для измерения сдвиговых параметров  $\mu(\omega)$  и  $\eta(\omega)$  образца экспериментально снимают при разных добавочных массах 6 амплитудные резонансные кривые, приближенно описываемые модулями отношения (18):

$$C(\omega) \approx \sqrt{\frac{1 + \eta(\omega)^2}{\left(1 - \frac{\omega^2 \mu(\omega_p)}{\omega_p^2 \mu(\omega)}\right)^2 + \eta(\omega)^2}}. \quad (21)$$

Любая пара близких резонансных кривых образует систему двух линейно-независимых уравнений для определения искомым функций  $\mu(\omega)$  и  $\eta(\omega)$ . На практике же поступают проще. Полагая вблизи резонанса  $\mu(\omega) = \mu(\omega_p) = const$ , что особенно приемлемо при малых значениях  $\eta(\omega) < 1$ , собственную частоту  $\omega_p$  находят по положению максимума экспериментальной кривой  $C(\omega)$  (21). Величину  $\mu(\omega_p)$  вычисляют с помощью формулы (19). Коэффициент сдвиговых потерь на собственной частоте находят по формуле

$$\eta(\omega_p) = \frac{1}{\sqrt{C(\omega_p)^2 - 1}}. \quad (22)$$

На частоте  $\omega_1 > \omega_p$ , на которой  $C(\omega_1) = 1$ , величину модуля сдвига вычисляют по формуле

$$\mu(\omega_1) = \frac{\omega_1^2}{2\omega_p^2} \mu(\omega_p). \quad (23)$$

При  $\xi < 0.8$  требуется небольшая корректировка формулы (18), обеспечивающая совпадение приближенных и точных значений величин на частотах  $\omega_p$  и  $\omega_1$ .

Для резонатора с внешней массой (рис. 6) в формулах, относящихся к рис. 5, следует заменить  $\gamma$  на  $-\gamma$ . Кроме того, здесь будет  $\xi = b/a > 1$ . Внешняя масса может значительно превышать внутреннюю, что позволяет существенно расширить диапазон измерений в область низких частот.

На рис. 7 и 8 в качестве примера представлены частотные зависимости сдвиговых параметров  $\mu(f)$  и  $\eta(f)$  полистирола при температуре  $18^\circ C$ , измеренные указанным способом на установке рис. 5. Расширение частотного диапазона достигнуто изменением значений дополнительной массы 6 и высоты образца 1.

Аналогичные низкочастотные измерения на одномерном резонаторе с подвижной массой выполнены в работах [4] и [5]. В них поглощение сдвиговых волн в образце характеризуют коэффициентом сдвиговой вязкости  $\delta(\omega)$ . При гармонических колебаниях

$$\delta(\omega) = \frac{\mu(\omega)\eta(\omega)}{\omega}. \quad (24)$$



Поскольку обычно  $\mu(\omega)$  и  $\eta(\omega)$  слабо растут с частотой, то неудивителен вывод об уменьшении  $\delta(\omega)$  с увеличением частоты. Для первых трех сдвиговых резонансов образца, исследованного в работе [5], используя приведенные там резонансные значения параметров  $\mu(\omega)$  и  $\delta(\omega)$ , из формулы (24) найдем:  $\eta(24\text{Гц}) = 0.0827$  (добротность  $Q = 1/\eta = 12.09$ );  $\eta(76\text{Гц}) = 0.148$  ( $Q = 6.76$ );  $\eta(131\text{Гц}) = 0.177$  ( $Q = 5.65$ ). Эти значения  $\eta(\omega)$  вполне правдоподобны. Добротности  $Q$  первых двух резонансов очень хорошо совпадают с оценками работы [5].

Точность наших измерений на рис. 7, 8 (как и в работах [4,5]) несколько лучше, чем  $\pm 10\%$ . Это обычная точность при измерениях параметров вязкоупругих материалов. Вывод работы [5] об увеличении точности измерений до  $\pm 1\%$  путем изменения значений подвижной массы ошибочен.

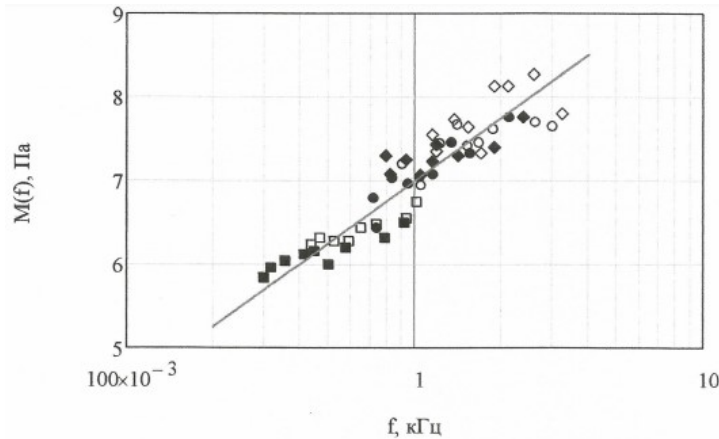


Рис. 7. Модуль сдвига  $\mu(f)$  полистирола при  $18^\circ\text{C}$  ( $M(f) = \mu(f) \cdot 10^{-7}$ ):  
 ■, ●, ◆ - по  $f_p$ ; □, ○, ◇ - по  $f_1$ ; 2a = 20 мм; ■, □ - 2b = 8.5 мм, h = 8.75 мм;  
 ●, ○ - 2b = 8.5 мм, h = 40 мм; ◆, ◇ - 2b = 10 мм, h = 40 мм

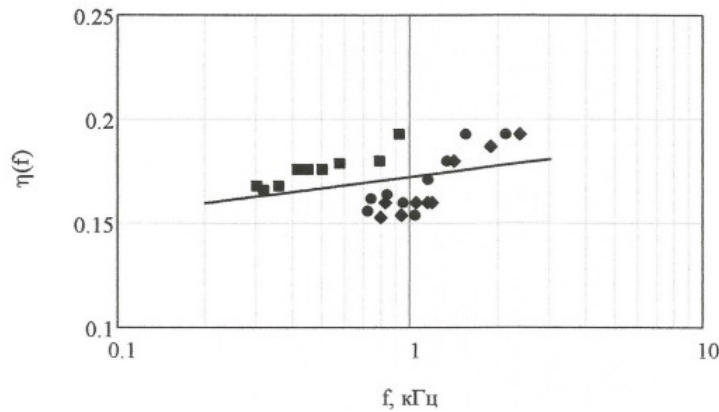


Рис. 8. Коэффициент сдвиговых потерь  $\eta(f)$  полистирола при  $18^\circ\text{C}$

### Заключение

Рассмотрены два способа измерения модуля сдвига и коэффициента сдвиговых потерь вязкоупругих материалов с помощью кольцевых вязкоупругих резонаторов с подвижной массой. В первом способе используют классическую гидроакустическую трубу - сложную, не всем доступную акустическую установку, позволяющую выполнять как амплитудные, так и фазовые измерения. Варьирование толщины образца, а в большей

степени - добавочной подвижной массы позволяет проводить измерения в диапазоне низких и средних звуковых частот шириною в 3-4 октавы. Это обеспечивается удачной аппроксимацией в области первого сдвигового резонанса простой резонансной функцией сложного, в цилиндрических функциях выражения для проводимости резонатора. На высоких частотах, когда благодаря большому затуханию сдвиговых волн на двойной толщине образца его можно считать полубесконечным в радиальном направлении, имеется возможность проведения измерений также в полосе 3-4 октав. Недостаток этого варианта: трудно вычислить искомые параметры  $\mu(\omega)$  и  $\eta(\omega)$  из экспериментальных гладких кривых компонентов проводимости резонатора с помощью высокочастотного приближения (14).

Второй способ измерений основан на применении вибростола. Он гораздо проще первого, поскольку выполняются только относительные амплитудные измерения. Вместо вибростола можно приспособить, в сущности, любой точечный источник тональных вибраций или звуковых колебаний, например, токарный станок, динамик, электродвигатель, наконец, консоль переменной длины и т.п. Требования к источнику минимальны: способность воспроизводить в полосе частот перестраиваемые по частоте тональные колебания.

### Список литературы

1. Казаков Л.И. Вязкоупругие резонаторы // NOISE Theory and Practice. 2019. Т. 5. № 3. С. 28-42.
2. Арфкен Г. Математические методы в физике. / Пер. с англ. М.: Атомиздат, 1970. 712 с.
3. Казаков Л.И. Способ определения комплексного модуля сдвига и коэффициента потерь вязкоупругого материала. Авт. свид. № 530241. БИ №36, 1977 г.
4. Андреев В.Г., Бурлакова Т.А. Измерения сдвиговой упругости и вязкости резиноподобных материалов // Акуст. журн. 2007. Т. 53. № 1. С. 50-54.
5. Андреев В.Г., Крит Т.Б., Сапожников О.А. Стоячие волны в упругом слое, нагруженном конечной массой // Акуст. журн. 2010. Т. 56. № 2. С. 190-196.

### References

1. Kazakov L.I. Viscoelastic resonators // NOISE Theory and Practice. 2019. Vol. 5. No.3. Pp. 28-42.
2. Arfken G. Mathematical Methods in Physics. / Translated from English. M.: Atomizdat, 1970. 712 P.
3. Kazakov L.I. Method for determining the complex shear modulus and loss coefficient of a viscoelastic material. Inventor's certificate No. 530241. BI No. 36, 1977.
4. Andreev V. G., Burlakova T. A. Measurements of shear elasticity and viscosity of rubber-like materials // Sov. Phys. Acoust. 2007. Vol. 53. No.1. Pp. 50-54.
5. Andreev V. G., Krit T. B., Sapozhnikov O. A. Standing waves in an elastic layer loaded with a finite mass // Sov. Phys. Acoust. 2010. Vol. 56, No. 2. Pp. 190-196.

УДК: 629.122

OECD: 2.07

## Результаты измерения параметров шума маломерного судна на швартовых и ходовых испытаниях

Покусаев М.Н.<sup>1</sup>, Хмельницкий К.Е.<sup>2\*</sup>, Хмельницкая А.А.<sup>3</sup>, Климов Д.А.<sup>4</sup><sup>1</sup> Д.т.н., профессор, <sup>2</sup> Аспирант, <sup>3</sup> Ассистент, <sup>4</sup> Магистрант<sup>1,2,3,4</sup> Кафедра «Эксплуатация водного транспорта», Астраханский государственный технический университет, г. Астрахань, РФ

### Аннотация

Шум водного транспорта является одним из видов загрязнений окружающей среды, который распространяется не только во внешнюю окружающую среду, но и влияет на экипаж маломерного судна. Шум маломерного судна можно разделить на отдельные виды: воздушный шум от работы двигателя внутреннего сгорания; шум от подводного выхлопа; шум от работы гребного винта; структурный шум от вибрации корпуса лодки и шум набегающего потока воды. В статье авторами оценивается изменение шума моторного маломерного судна при его испытаниях на швартовых и ходовых испытаниях с достижением максимальной скорости при глиссировании. Измерения шума производились при помощи комплекса «Экофизика-110А» с анализом спектра программой «Signal+3G Light». На основании проведенных исследований было установлено, что уровень шума для экипажа лодки весьма значительный, средний уровень превышает на швартовых и на ходовых испытаниях принятый на морских и речных судах санитарный уровень шума в 85 дБА. Отмечено влияние движения лодки на высокочастотный шум, который снижается в большей мере при движении на среднем ходу, на полном ходу этот эффект полностью теряется.

**Ключевые слова:** шум моторной лодки, подвесной лодочный мотор, судовые энергетические установки, испытания судов, маломерное судно, снижение шума судов.

### *Results of measuring the noise parameters of a small vessel during mooring and sea trials*

Pokusaev M.N.<sup>1</sup>, Khmel'nitsky K.E.<sup>2\*</sup>, Khmel'nitskaya A.A.<sup>3</sup>, Klimov D.A.<sup>4</sup><sup>1</sup> DSc, professor, <sup>2</sup> Postgraduate student, <sup>3</sup> Assistant, <sup>4</sup> Master's degree<sup>1,2,3,4</sup> The Department of Operation of Water Transport, Astrakhan State Technical University, Astrakhan, Russia

### Abstract

Water transport noise is a type of environmental pollution that spreads not only to the external environment, but also affects the crew of a small vessel. The noise of a small vessel can be divided into separate types: air noise from the internal combustion engine; noise from the underwater exhaust; noise from the propeller; structural noise from the vibration of the boat hull and the noise of the incoming water flow. In the article, the authors evaluate the change in the noise of a small motor vessel during its mooring and sea trials with the achievement of maximum speed during planing. Noise measurements were made using the «Ecofizika-110A» complex with spectrum analysis by the «Signal+3G Light» program. Based on the conducted research, it was found that the noise level for the boat's crew is very significant, the average level exceeds the

sanitary noise level of 85 dBA accepted on sea and river vessels during mooring and sea trials. The effect of boat movement on high-frequency noise is noted, which is reduced to a greater extent when driving at medium speed, at full speed this effect is completely lost.

**Keywords:** motor boat noise, outboard boat motor, ship power plants, ship testing, small vessel, ship noise reduction.

## Введение

Современное развитие транспорта, в том числе и водного, приводит к загрязнению окружающей среды токсичными выбросами, мусором, нефтесодержащими водами, горюче-смазочными материалами, а также, шумом и вибрацией. Немалую долю в общий объем загрязнений вносит шум маломерных судов с подвесными лодочными моторами, количество которых на водных путях России весьма велико. Допустимый уровень внешнего шума маломерного судна в окружающую среду определяется согласно нормативным документам: ГОСТ 28556-2016 «Моторы лодочные подвесные. Общие требования безопасности», [1]; ТР ТС 026/2012 «О безопасности маломерных судов», [2]; ГОСТ 17.2.4.04-82 «Охрана природы (ССОП). Атмосфера. Нормирование внешних шумовых характеристик судов внутреннего и прибрежного плавания», [3]. Для судов с подвесными лодочными моторами, которые являются основными типами главных двигателей для маломерного флота, в зависимости от даты изготовления и мощности моторов, максимальный уровень звукового давления может составлять от 67 до 75 дБА. Но, если внешний шум от маломерных судов в окружающую среду нормируется, и за его превышение предусмотрено административное наказание в виде штрафа, то шум для экипажа лодки никак не регламентируется, хотя его величина может быть значительной. Согласно проведенным авторами исследованиям [4, 5, 6], а также, исследованиям Эриха Богадтке (Erich Bogadtke) [7, 8], средний эквивалентный уровень шума на расстоянии 1-го метра от мотора на полном ходу составляет от 87 дБА (для мотора «Hangkai 4.0») до 94 дБА (для мотора «SEA-PRO 5.0»), что превышает, например, рекомендуемые международной морской организацией ИМО нормы для экипажа морского судна в 85 дБА, [9]. Для комплексного снижения уровня шума маломерного судна необходимо определиться с отдельными составляющими и причинами возникновения шума. Также следует оценить изменение параметров шума (и его видов) при различных условиях эксплуатации моторной лодки. Цель эксперимента состояла в измерении параметров шума маломерного судна с подвесным лодочным мотором на швартовых и ходовых испытаниях и сравнение полученных результатов. Одной из задач эксперимента являлось экспериментальное подтверждение гипотезы о снижении высокочастотного воздушного шума и повышении низкочастотного структурного шума из-за воздействия потока воды при высокой скорости моторной лодки.

## 1. Материалы и методы

Объектом для испытаний являлась популярная моторная лодка типа «Южанка» (рис. 1) со следующими техническими характеристиками: наибольшая длина: 4200 мм; наибольшая ширина: 1650 мм; высота борта на миделе: 650 мм; высота транца: 380 мм; максимальная мощность подвесного лодочного мотора (ПЛМ): 30 л.с.



Рис. 1. Измерения шума на маломерном судне «Южанка»

На лодке использовался подвесной лодочный мотор «Mercury 30» с номинальной мощностью 30 л.с. Проводились измерения как шума для экипажа, так и шума в окружающую среду (на расстоянии 25 метров от моторной лодки), поэтому условия проведения испытаний определялась по ГОСТ ISO 14509-1-2015, [10]. Следует указать, что в данной статье ансупализируются результаты только для шума, определенного для экипажа моторной лодки.

Условия проведения испытаний:

- Состояние водной поверхности: малая рябь;
- Высота волн: 25 мм.

Допустимая максимальная высота волны определяется по ГОСТ ISO 14509-1-2015, [10] по формуле:

$$h_{\text{доп}} = L_w / 50 \quad (1)$$

где  $L_w = 4200$  мм, длина судна.

Таким образом, допустимая расчетная высота волны  $h_{\text{доп}} = 4200 / 50 = 84$  мм.

- Глубина фарватера по курсу: от 2 до 5 м;
- Скорость ветра: 4 м/с;
- Акватория: река Волга;
- Фоновый уровень шума: 55 дБА.

Перед проведением испытаний была произведена поверка шумомера портативным калибратором на частоте 1000 Гц с уровнем звукового давления 114 дБ, измеренный уровень составил 114,6 дБ, что не превышает требуемой погрешности в 1 дБ, согласно ГОСТ ISO 14509-1-2015, [10], поэтому испытания производились без дополнительной настройки прибора.

Разница между уровнем шума среднего эквивалентного измеренного для различных вариантов работы подвесного лодочного мотора и уровнем фона составляет более 10 дБА, что является допустимой величиной, поэтому корректировка на уровень шума фона результатов испытаний не требуется. Результаты измерений не требуют также корректировки по расстоянию от микрофона до источника шума.

Используемые контрольно-измерительные приборы и программное обеспечение:

- Шумомер-виброметр, анализатор спектра «Экофизика-110А» (белая), [11];
- Акустический калибратор АК-1000, [12];

- Программное обеспечение: «Signal+3G Light» производства ООО «ПКФ Цифровые приборы»;

- Программный GPS-спидометр.

Измерительное оборудование соответствует требованиям ГОСТ ISO 14509-1-2015, [10].

## 2. Гипотеза

Авторы приняли гипотезу, что шум маломерного судна разделяется на следующие составляющие: воздушный шум от работы двигателя внутреннего сгорания; шум от подводного выхлопа; шум от работы гребного винта; структурный шум от вибрации корпуса лодки (рис. 2). При этом, при движении на максимальной скорости лодки авторами ожидалось увеличение низкочастотного структурного шума корпуса из-за набегающего потока воды и ударов корпуса лодки о волны и снижение высокочастотного шума из-за возникающего «уноса звука ветром».

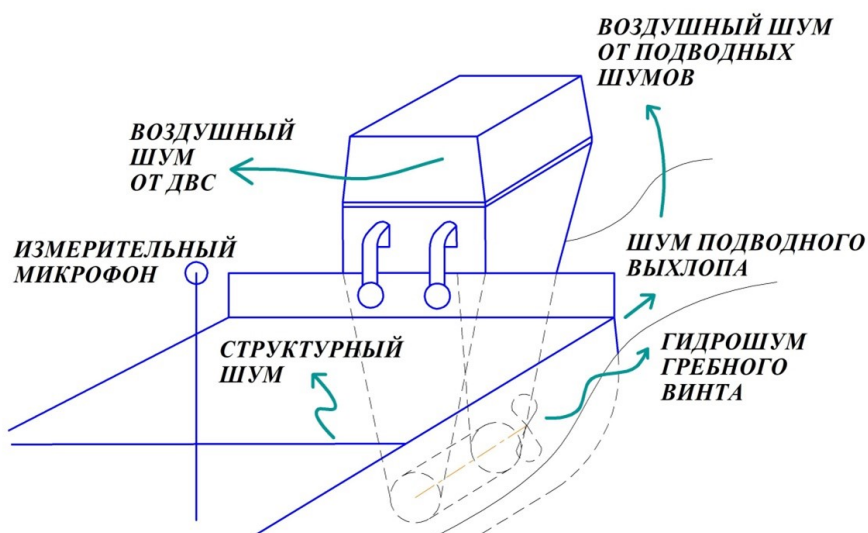


Рис. 2. Составляющие шума маломерного судна

## 3. Методика проведения и результаты эксперимента

Первым этапом экспериментов было измерение шума маломерного судна при испытаниях на швартовых. Для этого, корма лодки была зафиксирована при помощи каната с диаметром 50 мм за береговое крепление.

Изменение режимов работы подвесного лодочного мотора «Mercury 30» производилось ступенчато, при помощи позиционного переключателя на посту дистанционного управления рулевого моторной лодки в носовой части. Это приводит к ступенчатому открытию дроссельной заслонки мотора, что соответствует следующим параметрам частоты вращения мотора:

- малый ход - 30% открытие заслонки - частота вращения 1650 об/мин;
- средний ход - 60% открытие заслонки - частота вращения 3300 об/мин;
- полный ход - 100% открытие заслонки - частота вращения 5500 об/мин.

Режим максимальной скорости (в данной статье определяется как режим «глиссирование») требовал постепенного разгона лодки после установки полного режима работы подвесного лодочного мотора.

Шум измерялся в кормовой части лодки на расстоянии 1-го метра от подвесного лодочного мотора на уровне уха сидящего человека. Шум измерялся при помощи шумомера 1-го класса «Экофизика-110А». Результаты частотного анализа измеренного шума по характеристике А (восприятие шума человеческим ухом) приведены в табл. 1, а сравнение амплитуд шума на разных режимах и частотах, по отношению к параметрам на режиме малого хода - в табл. 2.

Таблица 1

Результаты измерения шума моторной лодки «Южанка» с подвесным лодочным мотором «Mercury 30» на швартовых испытаниях

Режим работы мотора*	Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц								Средний экв. уровень шума, дБА
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Малый ход	51,4	52,9	57,1	64,4	53,2	52,5	51,4	41,1	70,3
Средний ход	55,8	58,5	62,7	68,2	66,0	57,7	58,1	46,7	76,5
Полный ход	56,7	62,8	77,7	76,7	74,2	70,4	66,2	55,1	88,8

*Примечание: \* лодка была зафиксирована на швартовых канатах, скорость её движения равна нулю*

Таблица 2

Изменение шума маломерного судна «Южанка» с подвесным лодочным мотором «Mercury 30» на швартовых испытаниях

Режим работы мотора	Отношение звукового давления в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц								Отношение средних экв. уровней шума
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Малый ход	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
Средний ход/ Малый ход	1,09	1,11	1,10	1,06	1,24	1,10	1,13	1,14	1,09
Полный ход/ Малый ход	1,10	1,19	1,36	1,19	1,39	1,34	1,29	1,34	1,26

Как видно из табл. 1 и 2, максимальные амплитуды шума на швартовых испытаниях наблюдались на средних частотах 250 - 1000 Гц, которые характерны для воздушного шума от двигателей внутреннего сгорания. На полном ходу (полной мощности мотора) шум смещается в зону низких частот, поскольку ожидаемо возрастает структурный шум от лодки.

Вторым этапом эксперимента было проведение замеров уровня шума на тех же режимах работы мотора, но при движении лодки на свободной воде. Глиссерный режим соответствовал максимальной скорости лодки 38 км/ч. Результаты измерений представлены в табл. 3 и 4.

Таблица 3

Результаты измерения шума моторной лодки «Южанка» с подвесным лодочным мотором «Mercury 30» на ходовых испытаниях

Режим работы мотора	Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц								Средний экв. уровень шума, дБА
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Малый ход	57,2	59,9	62,2	55,6	56,1	56,2	49,6	41,6	72,6
Средний ход	73,5	55,9	60,8	57,7	58,3	57,5	51,0	43,0	75,3
Полный ход	81,3	82,7	83,7	82,1	78,8	71,1	65,6	56,6	93,3
Глиссирование	80,4	87,0	89,5	87,2	84,5	77,0	65,7	55,3	98,7

Таблица 4

Изменение шума маломерного судна «Южанка» с подвесным лодочным мотором «Mercury 30» на ходовых испытаниях

Режим работы мотора	Отношение звукового давления в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц								Отношение средних экв. уровней шума
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Малый ход	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
Средний ход/ Малый ход	1,28	0,93	0,98	1,04	1,04	1,02	1,03	1,03	1,04
Полный ход/ Малый ход	1,42	1,38	1,35	1,48	1,40	1,27	1,32	1,36	1,29
Глиссирование/ Малый ход	1,41	1,45	1,44	1,57	1,51	1,37	1,32	1,33	1,36

Как видно из табл. 3, распределение амплитуд шума идет неравномерно, с ростом в области низких и средних частот и снижением на высоких частотах.

Зависимость уровня шума на среднегеометрических частотах и на разных режимах работы мотора на ходовых испытаниях представлена на рис. 3.



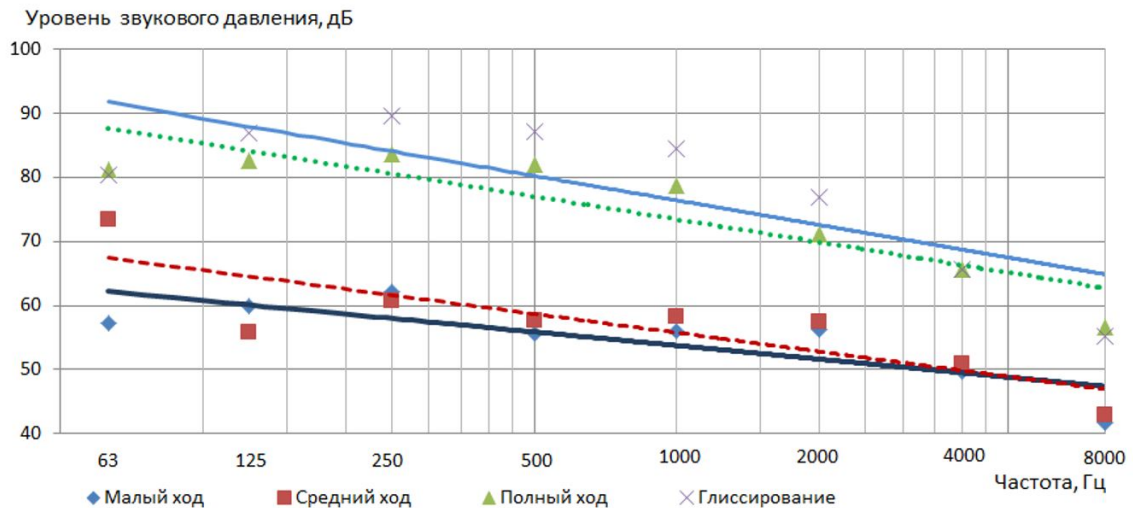


Рис. 3. Зависимость уровней звукового давления на среднегеометрических частотах при ходовых испытаниях

Для анализа изменения амплитуд шума на среднегеометрических частотах на швартовых и ходовых испытаниях была сформирована табл. 5.

Таблица 5

Разница между амплитудами шума на ходовых и швартовых испытаниях

Режим работы мотора	Разница максимальных уровней звукового давления (на ходовых и швартовых испытаниях), дБ в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц								Разница между средними экв. уровнями шума, дБА
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Малый ход	5,80	7,00	5,10	-8,80	2,90	3,70	-1,80	0,50	2,30
Средний ход	17,70	-2,60	-1,90	-10,50	-7,70	-0,20	-7,10	-3,70	-1,20
Полный ход	24,60	19,90	6,00	5,40	4,60	0,70	-0,60	1,50	4,50
Глиссирование	23,70	24,20	11,80	10,50	10,30	6,60	-0,50	-0,20	9,90

Как видно из табл. 5, на полном ходу и на глиссировании идет увеличение общего среднего эквивалентного уровня шума на разницу от 4,5 до 9,9 дБА, при этом, в области низких частот рост идет существенный, а в области высоких - наоборот, снижение. Очевидно, что рост на полном ходу связан со структурным шумом и возникновением резонансных колебаний корпуса лодки, а амплитуды на высоких частотах снижаются из-за набегающего потока воздуха, однако такое снижение незначительно на полном ходу и сравнимо с погрешностью измерений. Интересными являются результаты для режима среднего хода мотора, на котором рост амплитуд шума отмечен только в области низких частот, на остальных частотах амплитуды шума снижаются, что может объясняться отсутствием резонансных колебаний корпуса лодки.

## Заключение

На основании проведенных исследований сделаем соответствующие выводы:

1. Результаты измерений показали, что характер шума при движении лодки отличается от шума на швартовых, поэтому, необходим учет структурного шума корпуса лодки от набегающего потока воды. Это может быть учтено, например, при проектировании различных методов снижения шума - шумоизоляции, виброизоляции, установке глушителей шума выхлопных газов.

2. Уровень шума для экипажа лодки весьма значительный, средний уровень превышает (на полном ходу) на швартовых (на 3,8 дБА или на 4,5%) и на ходовых испытаниях (на 13,7 дБА или на 16%) принимаемый на морских и речных судах санитарный уровень шума в 85 дБА. Мы рекомендуем распространить данную норму на шум для экипажей маломерных судов с подвесными лодочными моторами.

3. Отмечено влияние движения лодки на высокочастотный шум, который снижается в большей мере при движении на среднем ходу, на полном ходу этот эффект полностью теряется. Это, вероятнее всего, вызвано эффектом перемещения атмосферных слоев при набегающем ветре и снижением высокочастотного шума, который улавливается микрофоном.

4. Задача по снижению шума моторного маломерного судна требует комплексного подхода, очевидно, что воздушный высокочастотный шум может быть снижен при помощи капотирования, а низкочастотный - при помощи виброизоляторов, устанавливаемых на креплениях мотора к транцу лодки.

## Список литературы

1. ГОСТ 28556-2016. Моторы лодочные подвесные. Общие требования безопасности. - М.: Стандартинформ, 2016. - 8 с.

2. Технический регламент таможенного союза ТР ТС 026/2012 «О безопасности маломерных судов», 2012. - 38 с.

3. ГОСТ 17.2.4.04-82. Охрана природы (ССОП). Атмосфера. Нормирование внешних шумовых характеристик судов внутреннего и прибрежного плавания. - М.: Стандартинформ, 2004. - 5 с.

4. Покусаев М.Н., Хмельницкий К.Е. Анализ частотного спектра шума подвесного лодочного мотора Hangkai 4.0 при капотировании // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология, 2020. №3. с. 33-39.

5. Покусаев М.Н., Хмельницкий К.Е., Ильина Е.Г. Оценка эффективности капотов подвесных моторов маломерного судна в реальных условиях эксплуатации // Вестник Инженерной школы Дальневосточного федерального университета, 2020. №3 (44). с. 87-92.

6. Покусаев М.Н., Хмельницкий К.Е., Кадин А.А. Оценка эффективности использования виброизолирующих устройств для подвесных лодочных моторов // Научные проблемы водного транспорта, 2020. № 64. с. 124-130.

7. Тест подвесных лодочных моторов 15 л.с. [электронный ресурс] - Режим доступа. - URL: <http://www.tohatsu.by/article/test-podvesnykh-lodochnykh-motorov-15-ls> (дата обращения: 01.02.2021).

8. Сравнительные испытания подвесных моторов мощностью 115 л.с. [электронный ресурс] - Режим доступа. - URL: <http://www.motopilot.ru/test-drive> (дата обращения: 01.02.2021).

9. Кодекс по уровням шума на судах. Резолюция MSC.337(91). - СП-6: ЦНИИМФ, 2013. - 108 с.
10. ГОСТ ISO 14509-1-2015. Суда малые. Измерение шума малых моторных прогулочных судов. Часть 1. Измерение шума проходящего судна. - М.: Стандартиформ, 2016. - 19 с.
11. Шумомер-виброметр, анализатор спектра «Экофизика-110А». Паспорт ПКДУ.411000.001.02ПС. ООО «ПКФ Цифровые приборы». - М., 2014. - 12 с.
12. Паспорт на калибратор акустический АК-1000. ООО «ПКФ Цифровые приборы». - М., 2015. - 8 с.

### References

1. GOST 28556-2016. Outboard motors. General safety requirement. - М.: Standartinform, 2016. - 8 s.
2. Tekhnicheskij reglament tamozhennogo soyuza TR TS 026/2012 «O bezopasnosti malomernyh sudov», 2012. - 38 s.
3. GOST 17.2.4.04-82. Nature protection. Atmosphere. Rating of ambient noise characteristics of inland and coastwise navigation ships. - М.: Standartinform, 2004. - 5 s.
4. Pokusaev M.N., Hmel'nickij K.E. Analysis of frequency spectrum of outboard motor Hangkai 4.0 noise when nosing // Vestnik Astrahanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Seriya: Morskaya tekhnika i tekhnologiya, 2020. №3. с. 33-39.
5. Pokusaev M.N., Hmel'nickij K.E., Il'ina E.G. Evaluation of the effectiveness of outboard engine hoods of a small vessel in real operating conditions // Vestnik Inzhenernoj shkoly Dal'nevostochnogo federal'nogo universiteta, 2020. №3 (44). s. 87-92.
6. Pokusaev M.N., Hmel'nickij K.E., Kadin A.A. Evaluating the effectiveness of vibration-insulating devices use for outboard motors // Nauchnye problemy vodnogo transporta, 2020. № 64. s. 124-130.
7. Code on noise levels on board ships. Resolution MSC.337(91).
8. Test podvesnyh lodochnyh motorov 15 l.s. [electronic resource] - Available at - URL: <http://www.tohatsu.by/article/test-podvesnykh-lodochnykh-motorov-15-ls> (date of the application 01.02.2021).
9. Sravnitel'nye ispytaniya podvesnyh motorov moshhnost'ju 115 l.s. [electronic resource] - Available at - URL: <http://www.motopilot.ru/test-drive> (date of the application 01.02.2021).
10. GOST ISO 14509-1-2015. Small craft. Measurement of airborne sound emitted by powered recreational craft. Part 1. Pass-by measurement procedures. - М.: Standartinform, 2016. - 19 s.
11. Shumomer-vibrometr, analizator spektra «Ekofizika-110А». Pasport PKDU.411000.001.02PS. ООО «PKF Cifrovye pribory». - М., 2014. - 12 s.
12. Pasport na kalibrator akusticheskij АК-1000. ООО «PKF Cifrovye pribory». - М., 2015. - 8 s.

УДК: 331.451  
OECD: 01.03.AA

## Влияние степени детализации модели офисного помещения на результаты компьютерного моделирования распространения шума

Шабарова А.В.<sup>1\*</sup>, Буторина М.В.<sup>2</sup>, Куклин Д.А.<sup>3</sup>

<sup>1</sup> Аспирант, <sup>2</sup> К.т.н., доцент, <sup>3</sup> Д.т.н., профессор

<sup>1,2,3</sup> Кафедра «Экология и производственная безопасность», Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, РФ

### Аннотация

В статье рассматривается проблема снижения шума на рабочих местах офисных работников. Для выбора оптимальной шумозащиты в офисном помещении используется компьютерное моделирование распространения шума, которое позволяет рассмотреть разные варианты шумозащитных мероприятий. В качестве программы для моделирования распространения шума в офисном помещении и построения карт шума используется программа SoundPLAN. В целях поиска модели помещения с детализацией, достаточной для проведения расчетов, были выполнены расчеты шума на разных этапах ее построения и сделан вывод о необходимых элементах модели. В ходе проведения расчета были обнаружены превышения уровней шума на рабочих местах, которые составляют от 1,0 до 9,3 дБА. В качестве шумозащитных мероприятий в помещении рекомендовано использование шумопоглощающих материалов на стенах и потолке, а также установка перегородок, разделяющих рабочие места.

**Ключевые слова:** карты шума, шум на рабочих местах, шум в офисе, распространение шума в помещении, моделирование распространения шума, шумозащитные мероприятия.

### *Influence of the degree of detail of the office premises model on the results of computer modeling of noise propagation*

*Shabarova A.V.<sup>1\*</sup>, Butorina M.V.<sup>2</sup>, Kuklin D.A.<sup>3</sup>*

*<sup>1</sup> Post-graduate student, <sup>2</sup> PhD, assistant professor, <sup>3</sup> DSc, professor*

*<sup>1,2,3</sup> The department of Ecology and Industrial Safety, Baltic State Technical University «VOENMEH» named after D.F. Ustinov, Saint-Petersburg, Russia*

### Abstract

*The article deals with the problem of noise reduction at the working places of office workers. To select the optimal noise protection in an office space, computer modeling of noise propagation is used, which allows us to consider various options for noise protection measures. The SoundPLAN software is used as a program to simulate the propagation of noise in an office building and develop noise maps. To search for a model of a room with a level of detail sufficient for calculations, noise calculations were performed at different stages of its construction and a conclusion was made about the necessary elements of the model. During the calculation, excess noise levels at workplaces were found, which ranged from 1.0 to 9.3 dBA. The use of noise-absorbing materials on the walls and ceiling, as well as the installation of partitions dividing the workplaces, is recommended as noise protection measures in the room.*

**Keywords:** *noise maps, workplace noise, office noise, indoor noise propagation, noise propagation modeling, noise protection measures.*

## Введение

Организация рабочего пространства в формате «Open space» (офис открытого типа) становится все более популярной. Она имеет ряд преимуществ, к которым, в первую очередь, относится удобство контроля работы сотрудников и экономия площади офиса. Наибольшим же минусом такой организации рабочего пространства является шум, который неизбежно присутствует на любом рабочем месте офисного служащего. Основными источниками шума в офисных помещениях являются переговоры сотрудников между собой, телефонные разговоры, работающая офисная техника, кондиционеры и вентиляторы. При кажущемся низком уровне шума данных источников, их присутствие является достаточным для того, чтобы привести к повышенной утомляемости, ухудшению восприятия информации, снижению реакции и, как следствие, снижению производительности труда. Уровни шума в 50-60 дБА способны оказывать на человека, занимающегося умственной деятельностью, психологическое воздействие, а увеличение уровня шума на каждый 1 дБ сверх нормы приводит к снижению производительности труда на 1 % [1].

Однако на сегодняшний день в области снижения шума на рабочих местах большее внимание уделяется промышленным предприятиям, что обусловлено более высокими уровнями шума и негативным воздействием шума на здоровье рабочих. Несомненно, данная проблема требует внимания и заслуженно широко освещается как в российских научных работах [2-4], так и зарубежных [1,5]. Однако от шума следует защищать не только работников предприятий, но и офисных служащих, которые занимаются напряженным умственным трудом, результат которого зависит в том числе от акустического комфорта в помещении.

Это говорит о том, что вопросам снижения шума в офисных помещениях следует уделять особое внимание. Для выбора оптимальной шумозащиты для офисного помещения можно использовать компьютерное моделирование распространения шума, которое позволяет рассмотреть разные варианты шумозащитных мероприятий и выбрать необходимый и достаточный вариант. В данной статье рассматривается моделирование распространения шума от наиболее распространенного источника - разговора сотрудников - в офисном помещении и построение карт шума при помощи программы SoundPLAN [2,3]. Решение проблемы построения достоверной модели помещения для проведения акустических расчетов при помощи других программных средств в статье не рассматривается в [4].

### 1. Создание компьютерной модели офисного помещения

Оценка шума на рабочих местах проводится для помещения площадью 583 м<sup>2</sup>, с высотой потолков 3 м, количество рабочих мест в помещении - 49. Для проведения расчета в программе SoundPLAN создается 3D модель рассматриваемого помещения. Данная программа позволяет учесть все особенности интерьера помещения такие как мебель, планировка, используемые материалы, наличие окон дверей или открытых проемов, однако построение детальной модели помещения занимает много времени, требует наличия подробных планов, кроме того, большое количество элементов, влияющих на распространение шума, увеличивает время программного расчета. Для того, чтобы определить необходимый уровень детализации было выполнено несколько расчетов уровней шума в расчетных точках на разных этапах построения модели. [5]

План офисного помещения представлен на рисунке 1. В помещении расположено 35 письменных столов, 21 шкаф, а также выдвижные ящики у каждого рабочего места. Кроме того, в помещении находится 6 колонн. Коэффициенты звукопоглощения материалов, принятые в соответствии с данными библиотеки материалов SoundPLAN, представлено в таблице 1.

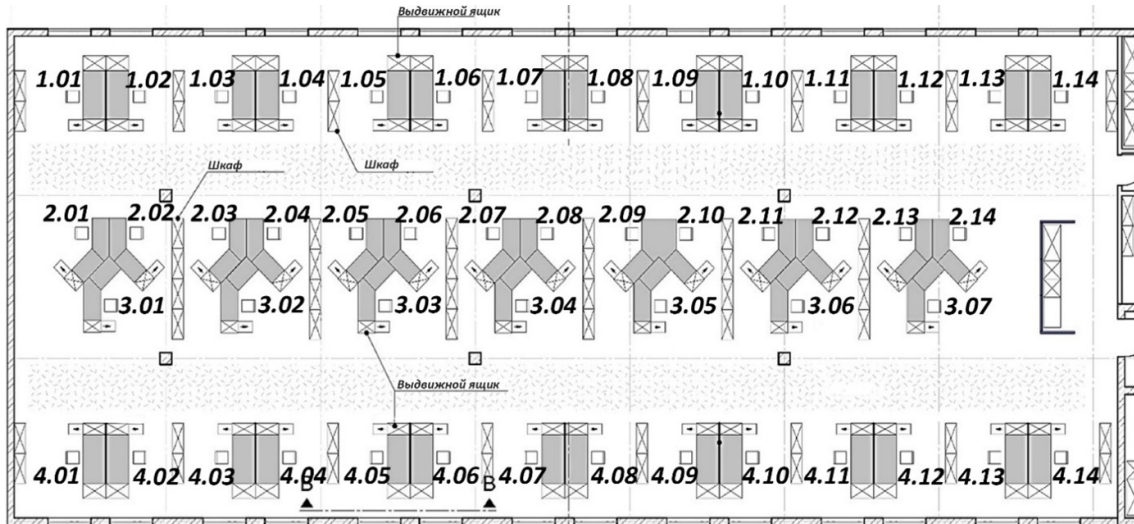


Рис. 1. План офисного помещения

Таблица 1

Коэффициент звукопоглощения используемых материалов

Элемент модели	Материал	Коэффициент звукопоглощения в октавной полосе частот, Гц						
		125	250	500	1000	2000	4000	8000
Стены	Штукатурка	0,02	0,02	0,03	0,07	0,04	0,06	0,06
Окно	Стекло	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02
Столешница	Дерево	0,10	0,08	0,06	0,05	0,05	0,05	0,05
Шкаф	Дерево	0,10	0,08	0,06	0,05	0,05	0,05	0,05
Наполнение шкафа	Бумага	0,50	0,80	0,90	0,80	0,70	0,50	0,50
Выдвижной ящик	Дерево	0,10	0,08	0,06	0,05	0,05	0,05	0,05
Колонна	Бетон	0,02	0,03	0,03	0,03	0,04	0,05	0,06

В качестве источника шума в помещении рассматривается разговор по телефону двух сотрудников офиса, находящихся на рабочих местах № 2.07 и 4.11. Данная ситуация считается характерной для рабочего процесса, так как телефонные разговоры являются неотъемлемой частью работы сотрудников. Шумовые характеристики принятых в расчет источников шума приведена в таблице 2.

Таблица 2  
 Уровень звуковой мощности источника шума

Наименование источника шума	Корректированный уровень звуковой мощности, дБА	Уровни звуковой мощности, дБ, в октавных полосах частот, Гц						
		125	250	500	1000	2000	4000	8000
Говорящий № 2.07	68,4	44,8	56,7	65,8	63,0	57,0	50,8	43,4
Говорящий № 4.11	68,4	60,9	65,3	69,0	63,0	55,8	49,8	44,5

На графике, представленном на рисунке 2, показаны результаты расчета уровней шума на рабочих местах на различных этапах построения модели. В первом варианте в расчете учитывались только стены, окна и столы, во втором варианте в модель были добавлены шкафы. Как видно из таблицы 3, разница в результатах расчета в первом и втором варианте достигает 4,5 дБА, что говорит о том, что шкафы являются важным элементом модели, которым нельзя пренебрегать, так как они экранируют шум на некоторых рабочих местах, а также являются элементами шумопоглощения. В третьем варианте расчета были учтены колонны и выдвижные ящики, которыми оборудовано каждое рабочее место. По результатам расчета разница между уровнями шума во втором и третьем варианте оставила не более 1,5 дБА, из чего следует, что данные элементы модели не вносят значительного вклада в процесс распространения шума внутри помещения и ими можно пренебречь, так как они не экранируют шум на пути его распространения и не являются элементами шумопоглощения. Для наглядности результатов были построены карты шума для трех вариантов расчета, представленные на рисунках 3-5.

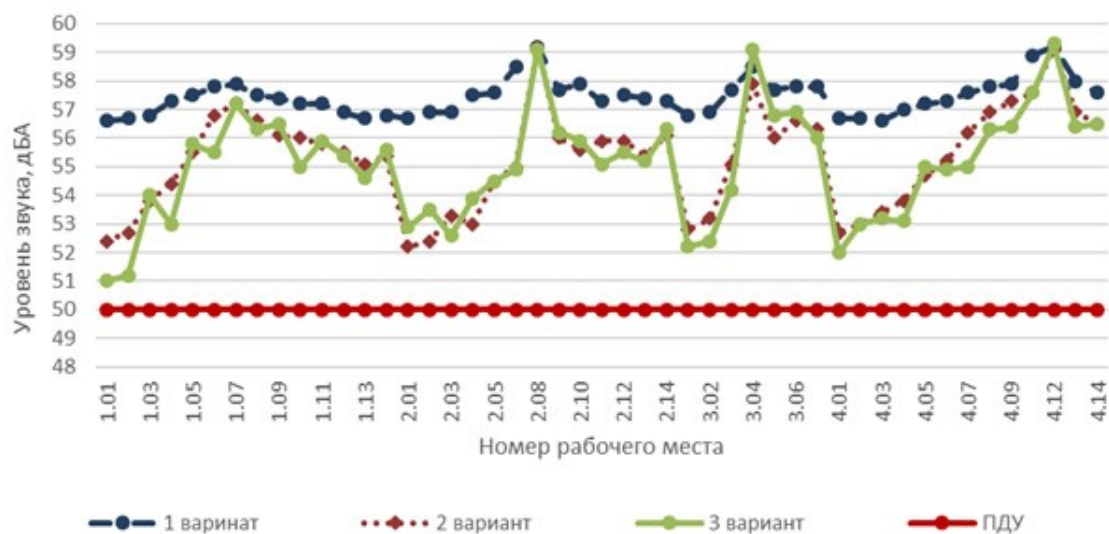


Рис. 2. Результаты расчета уровней шума на рабочих местах на различных этапах построения модели

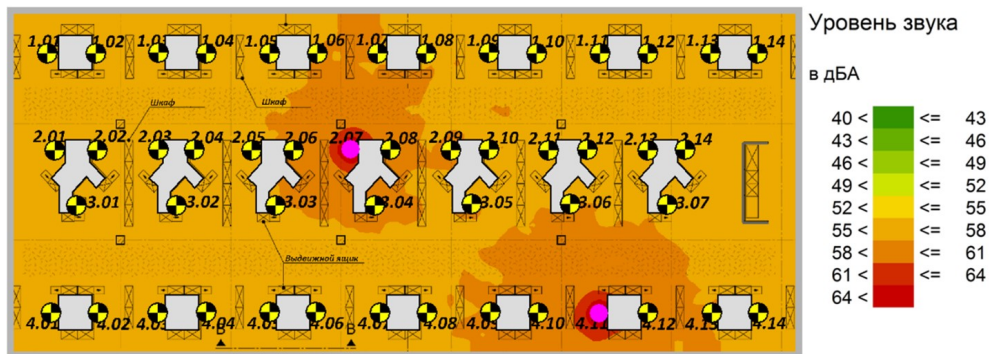


Рис. 3. Карта шума для первого варианта модели

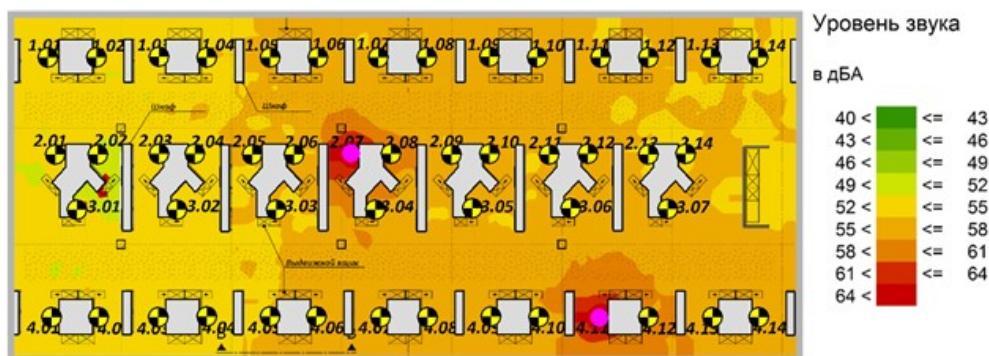


Рис. 4. Карта шума для второго варианта модели

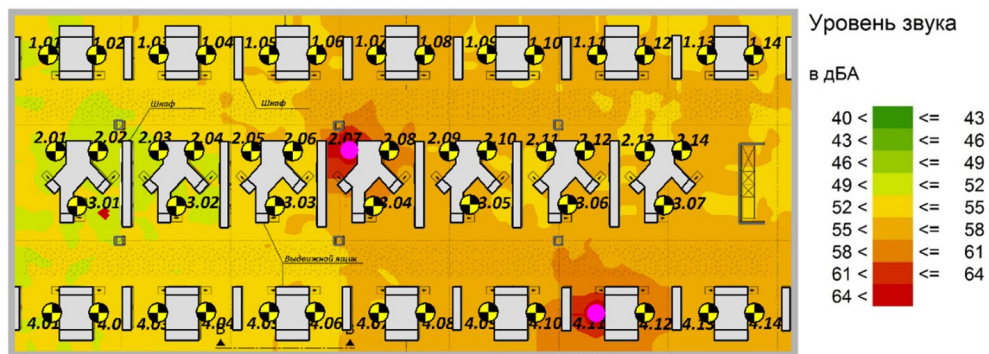


Рис. 5. Карта шума для третьего варианта модели

Помимо уровней шума на рабочих местах для каждого варианта расчета также было определено время реверберации. На рисунке 6 представлен график, на котором отображено время реверберации для каждого варианта расчета для соответствующей расчетной точки. В первом варианте расчета время реверберации примерно равно 2,8 секунды, во втором, оно уменьшается до 1,7 секунды, что обусловлено увеличением эквивалентной площади звукопоглощения в помещении. При расчете для третьего варианта модели время реверберации составило 1,5 секунды, то есть разница между временем реверберации во втором и третьем варианте оказалась незначительной, 0,2 секунды. Что подтверждает сделанный ранее вывод о том, что излишняя детализация модели помещения не приводит к значительному изменению его акустических свойств.



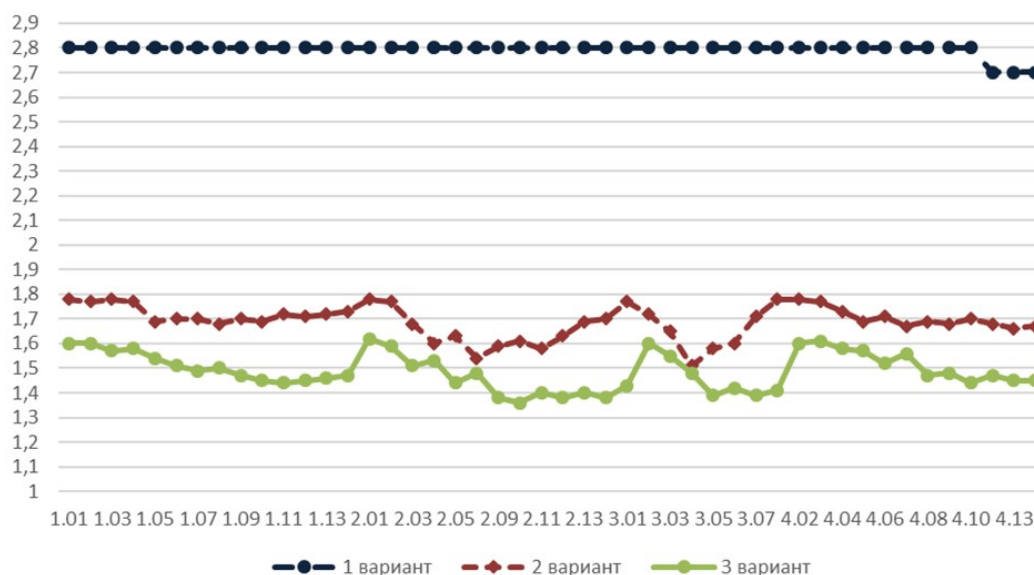


Рис. 6. Время реверберации на рабочих местах для расчетных вариантов

В соответствии с таблицей 3, превышения предельно допустимых уровней (ПДУ) шума на рабочих местах (в соответствии с СанПиН 2.2.4.3359-16 «Санитарно-эпидемиологические требования к физическим факторам на рабочих местах») составляют от 1,0 до 9,3 дБА, что говорит о необходимости разработки шумозащитных мероприятий.

Таблица 3

Превышения допустимых уровней шума в расчетных точках

№ рабочего места	Уровень звука, дБА	ПДУ, дБА	Превышение ПДУ, дБА
1.01	51,0	50	1,0
1.02	51,2	50	1,2
1.03	54,0	50	4,0
1.04	53,0	50	3,0
1.05	55,8	50	5,8
1.06	55,5	50	5,5
1.07	57,2	50	7,2
1.08	56,3	50	6,3
1.09	56,5	50	6,5
1.10	55,0	50	5,0
1.11	55,9	50	5,9
1.12	55,4	50	5,4
1.13	54,6	50	4,6
1.14	55,6	50	5,6
2.01	52,9	50	2,9
2.02	53,5	50	3,5
2.03	52,6	50	2,6

Таблица 3 (Продолжение)

№ рабочего места	Уровень звука, дБА	ПДУ, дБА	Превышение ПДУ, дБА
2.04	53,9	50	3,9
2.05	54,5	50	4,5
2.06	54,9	50	4,9
2.08	59,1	50	9,1
2.09	56,2	50	6,2
2.10	55,9	50	5,9
2.11	55,1	50	5,1
2.12	55,5	50	5,5
2.13	55,2	50	5,2
2.14	56,3	50	6,3
3.01	52,2	50	2,2
3.02	52,4	50	2,4
3.03	54,2	50	4,2
3.04	59,1	50	9,1
3.05	56,8	50	6,8
3.06	56,9	50	6,9
3.07	56,0	50	6,0
4.01	52,0	50	2,0
4.02	53,0	50	3,0
4.03	53,2	50	3,2
4.04	53,1	50	3,1
4.05	55,0	50	5,0
4.06	54,9	50	4,9
4.07	55,0	50	5,0
4.08	56,3	50	6,3
4.09	56,4	50	6,4
4.10	57,6	50	7,6
4.12	59,3	50	9,3
4.13	56,4	50	6,4
4.14	56,5	50	6,5

## 2. Разработка шумозащитных мероприятий

В качестве шумозащитных мероприятий было предложено использование звукопоглощающих покрытий на стенах и потолке, а также установка перегородок между столами сотрудников, рекомендованных в работах [6,7]. В качестве шумопоглощающего материала для отделки потолка были выбраны плиты Дюна (Dune Supreme) Армстронг, выполненные из минерального волокна, а для отделки стен - плиты K-FONIK 160, выполненные из синтетического вспененного каучука. Характеристика звукопоглощающего материала, принятая в соответствии с каталогами производителя, представлена в таблице 4.

Таблица 4  
 Коэффициент звукопоглощения покрытий

Материал	Коэффициент звукопоглощения в октавной полосе частот, Гц						
	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Звукопоглощение для потолка	0,4	0,5	0,6	0,5	0,4	0,5	0,6
Звукопоглощение для стен	0,8	0,7	0,4	0,2	0,2	0,2	0,2

На рисунках 7-9 представлены карты шума, построенные с учетом предложенных шумозащитных мероприятий.

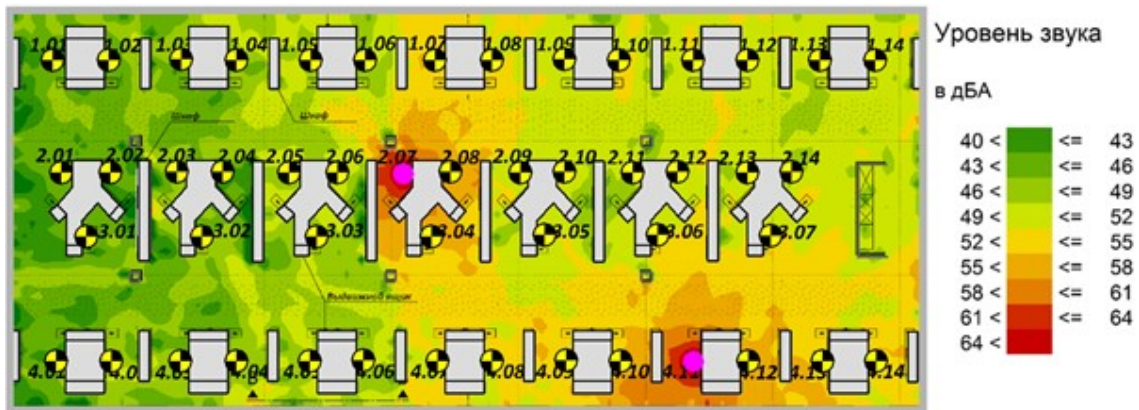


Рис. 7. Карта шума с учетом звукопоглощения

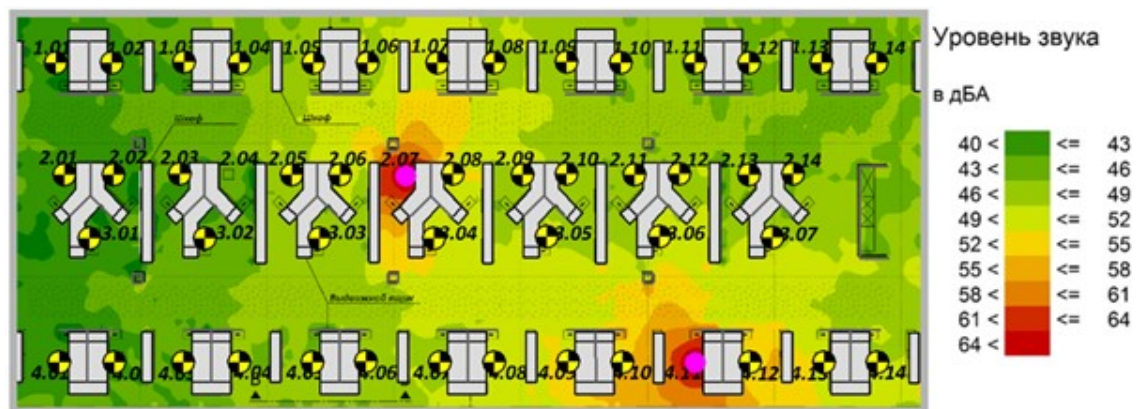


Рис. 8. Карта шума с учетом звукопоглощения и перегородок

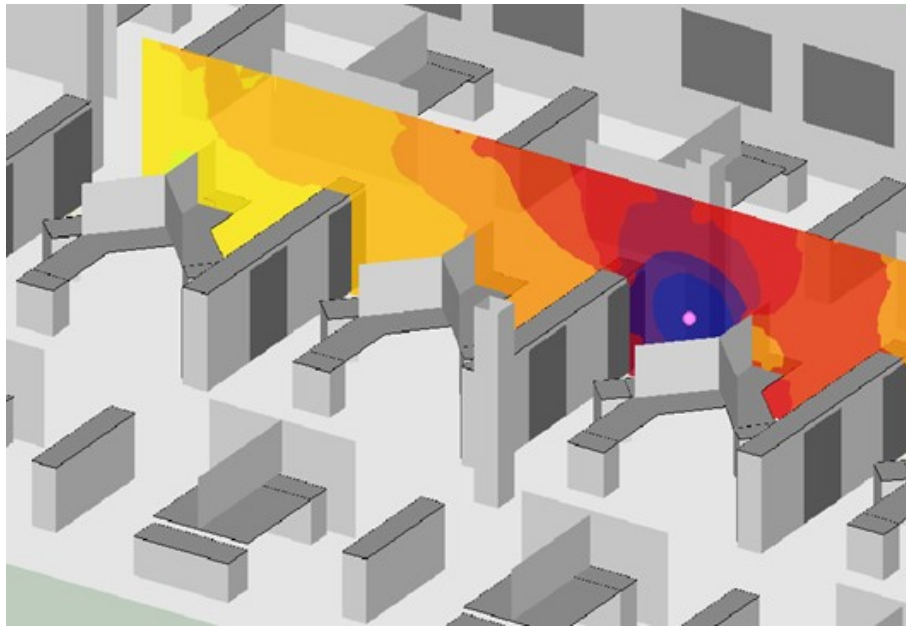


Рис. 9. Трехмерная карта шума с учетом звукопоглощения и перегородок

График, изображенный на рисунке 10, показывает превышения уровней шума над ПДУ после применения шумозащитных мероприятий. По результатам расчета видно, что после установки шумопоглощения превышения допустимых уровней шума остаются на 23 рабочих местах, а после установки перегородок число рабочих мест с превышениями уровней шума сокращается до 6. Превышения уровней шума наблюдаются на рабочих местах, расположенных в непосредственной близости от источников шума, с учетом того, что источником шума может быть любое рабочее место, снизить уровни шума на рабочих местах рядом с источником не представляется возможным. С учетом того, что источник шума является непостоянным, работники могут использовать средства индивидуальной защиты, такие как беруши или наушники, если в непосредственной близости от них происходит разговор, который может отвлекать их от работы.



Рис. 10. Уровни шума в расчетных точках с учетом шумозащитных мероприятий

## Заключение

Шум в больших офисных помещениях является важной проблемой, с которой необходимо бороться. Самым оптимальным методом выбора необходимых и достаточных шумозащитных мероприятий является разработка карт шума, которые позволяют увидеть процесс распространения шума в помещении и выявить наиболее неблагоприятные зоны акустического воздействия. Для расчета карты шума необходимо разработать модель помещения с учетом особенностей его планировки, однако при создании модели необходимо также руководствоваться принципом разумной достаточности, так как слишком детально построенная модель требует больших временных затрат не только на ее создание, но и на дальнейший расчет распространения шума. Как показывает выполненный в данной работе расчет в модели следует учитывать только элементы, способные экранировать шум и элементы, выполненные из материалов с высоким коэффициентом звукопоглощения.

В качестве шумозащитных мероприятий в офисных помещениях могут применяться различные напольные и настольные перегородки, а также покрытия из звукопоглощающего материала на стенах и потолке.

По результатам расчета уровней шума в рассматриваемом помещении были выявлены превышения ПДУ на 1,0 - 9,3 дБА на двадцати трех рабочих местах, после применения шумозащитных мероприятий, в качестве которых были выбраны звукопоглощающие покрытия стен и потолка, а также установка перегородок между столами сотрудников, количество рабочих мест с превышениями ПДУ сократилось до шести, а превышения составили 1,0 - 5,9 дБА.

## Список литературы

1. Seddigh, A. The effect of noise absorption variation in open-plan offices: A field study with a cross-over design / A. Seddigh, E. Berntson, F. Jönsson, C. B. Danielson, H. Westerlund // *Journal of Environmental Psychology*. - Vol. 44. - 2015. - P. 34-44.

2. Буторина М. В. Построение карт шума офисных помещений с целью улучшения условий труда работников / М. В. Буторина, Д. А. Куклин, А. В. Шабарова // *Защита от повышенного шума и вибрации: сборник докладов Всерос. науч.-практ. конф. с междунар. участием, СПб / Под ред. Н. И. Иванова*. - Санкт-Петербург, 2019. - С. 481-485.

3. Кудаев, А. В. Оценка риска воздействия повышенных уровней шума на рабочих местах / А. В. Кудаев, М. В. Буторина, Д. А. Куклин, А. В. Шабарова // *Горный информационно-аналитический бюллетень*. - 2019. - № 4 (специальный выпуск 7). - С. 422-432.

4. Ланэ, М. Компьютерное моделирование при акустическом проектировании помещения / М. Ланэ // *МегаОбучалка [сайт]*, 2015. - URL: <https://megaobuchalka.ru/5/32141.html> (дата обращения 24.01.2021).

5. Motlagh, M.S. Acoustic Problems and Their Solutions in a Typical Open-Plan Bank Office / M.S. Motlagh, R. Golmohammadi, M. Aliabadi, J. Faradmal, A. Ranjbar // *Ergonomics in Design: The Quarterly of Human Factors Applications*. - Vol. 28. - 1. - p. 24-32 - [электронный ресурс] - Режим доступа. - URL: <https://doi.org/10.1177/1064804618824897> (дата обращения 24.01.2021).

6. Защита от шума: справочник проектировщика / Е. Я. Юдин, И. Д. Рассадина, В. Н. Никольский. [и др.]; Под ред. Е. Я. Юдина. - Москва: Стройиздат, 1974. - 134 с.
7. Кирпичников, В. Ю. Снижение шума в помещениях / В. Ю. Кирпичников, Б. В. Титов, Л. Ф. Дроздова // Защита населения от повышенного шумового воздействия: Сборник докладов Всероссийской научно-практической конференции с международным участием. - Санкт-Петербург, 2015. - С. 113-127.

## References

1. A. Seddigh, E. Berntson, F. Jönsson, C.B. Danielson, H. Westerlund. The effect of noise absorption variation in open-plan offices: A field study with a cross-over design / // Journal of Environmental Psychology. - Vol. 44. - 2015. - p. 34-44.
2. Butorina M. V., Kuklin D. A., Shabarova A. V. Building noise maps of office premises in order to improve working conditions for workers // Noise and vibration protection: Proceedings of All-Russian scientific-practical conf. with int. participation, St. Petersburg / Ed. N. I. Ivanov. - Saint-Petersburg, 2019. - P. 481-485.
3. Kudaev A. V., Butorina M. V., Kuklin D. A., Shabarova A. V. Assessment of the risk of exposure to increased noise levels in the workplace // Gorny information and analytical bulletin. - 2019. - No. 4 (special issue 7). - P. 422-432.
4. Lane M.. Computer modeling in the acoustic design of a room. - URL: <https://megaobuchalka.ru/5/32141.html> (date of access 01.24.2021).
5. Motlagh M. S., Golmohammadi R., Aliabadi M., Faradmal J., Ranjbar A. Acoustic Problems and Their Solutions in a Typical Open-Plan Bank Office / // Ergonomics in Design: The Quarterly of Human Factors Applications. - Vol. 28. - 1. - p. 24-32 - [electronic resource] - Available at - URL:<https://doi.org/10.1177/1064804618824897> (date of access 24.01.2021).
6. Noise protection: designer handbook / E. Ya. Yudin, I. D. Rassadina, V. N. Nikolsky et al.; edited by E. Ya. Yudin. - Moscow: Stroyizdat, 1974. - 134 p.
7. Kirpichnikov V. Yu., Titov B. V., Drozdova L. F. Noise reduction in rooms // Protection of the population from increased noise exposure: Proceedings of the All-Russian scientific-practical conference with international participation. - Saint-Petersburg, 2015. - P. 113-127.

УДК: 614.512.06

OECD: 02.11.JY

## Виброакустические свойства пищевого оборудования

Заплетников И.Н.<sup>1</sup>, Пильненко А.К.<sup>2</sup>, Гордиенко А.В.<sup>3</sup>, Ерёменко Д.О.<sup>4</sup><sup>1</sup> Д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Оборудование пищевых производств»<sup>2,3</sup> К.т.н., доцент кафедры «Оборудование пищевых производств»<sup>1,2,3</sup> Донецкий национальный университет экономики и торговли имени Михаила Туган-Барановского, г. Донецк, Украина<sup>4</sup> К.т.н., доцент кафедры «Пищевые технологии и оборудование», Севастопольский государственный университет, г. Севастополь, РФ

### Аннотация

Рассмотрены свойства технологических машин. Особое внимание обращено на виброакустические свойства, обеспечивающих безопасность персонала и санитарно-гигиенические условия его работы, степень конкурентоспособности. Проведено сравнение этих свойств по шумовым характеристикам (ШХ) машин пищевых производств. Измерение ШХ машин пищевого оборудования проводилось техническим методом в соответствии с ГОСТ Р ИСО 3743-1-2013 шумомером RFT 00023 и «Ассистент». Характер излучения шума - постоянный при работе без нагрузки и под нагрузкой. Машины устанавливались в соответствии с руководством по эксплуатации завода-изготовителя. Пищевое сырье или пищевой продукт обрабатывались в соответствии с техническими условиями. Установлено превышение этих характеристик при работе с продуктом над ШХ при работе без продукта. Проведен анализ источников шума и динамических нагрузок в пищевом оборудовании для улучшения ШХ при конструировании соответствующих машин. Предельно-допустимые значения ШХ соответствуют работе этих машин только без продукта. Необходимо нормировать ШХ машин пищевых производств по максимальным значениям при работе с продуктом.

Шумовые характеристики пищевого оборудования определялись техническим методом шумомерами первого класса. Машины устанавливались в соответствии с руководством по эксплуатации.

**Ключевые слова:** виброакустика, свойство, машина, стандарт, шум.

### *Vibroacoustic properties of food equipment*

Zapletnikov I.N.<sup>1</sup>, Pilnenko A.K.<sup>2</sup>, Gordienko A.V.<sup>3</sup>, Eremenko D.O.<sup>4</sup><sup>1</sup> DSc, professor, head of the department of Equipment of Food Production<sup>2,3</sup> PhD, assistant professor of the department of Equipment of Food Production<sup>1,2,3</sup> Donetsk National University of Economics and Trade named after Mikhail Tugan-Baranovsky, Donetsk, Ukraine<sup>4</sup> PhD, assistant professor of the department of Food Technologies and Equipment, Sevastopol State University, Sevastopol, Russia

### Abstract

Properties of technological machines. Special attention is paid to vibroacoustic properties. Comparison is given properties on the noise characteristics of food production machines. excess noise characteristics (NC) when working with the product. Measuring Noise Characteristics food equipment machines were carried out by a technical method in accordance with GOST 3743-1-2013 sound level meter RFT 00023 and "Assistant". The nature of the noise emission - constant during operation without load and under load. Cars were installed according to the manufacturer's manual. Food raw material or food product has been processed in in accordance with technical conditions. It is necessary to normalize noise characteristics

*of food production machines by maximum values when working with the product. Noise characteristics of food processing equipment measured technical method. Analysis of noise sources and dynamic loads in food processing equipment for improvement SH when designing machines.*

**Keywords:** *acoustic pollution, guidelines, sound insulation, noise mapping.*

## Введение

Технологические машины должны обладать рядом свойств, позволяющих их эксплуатировать и получать продукцию в зависимости от ее назначения. Прежде всего - это технологические свойства. Они характеризуются следующими показателями: производительностью, видом выпускаемой продукции в допустимом диапазоне, её качеством, свойствами исходного сырья и конечного продукта, массой (металлоёмкостью), расходом электроэнергии, установленной мощностью электродвигателей, габаритами, точностью выполнения технологических операций, универсальностью, надёжностью, дизайнерскими свойствами, ремонтпригодностью, экономичностью, безопасностью, высоким техническим уровнем, патентопригодностью и конкурентной привлекательностью. Эти показатели определяются или назначаются в процессе составления и согласования технического задания и (или) технического предложения на машину. Все показатели должны полностью или частично учитывать действующие стандарты и нормы. Для оборудования пищевых производств: обязательно санитарно-гигиенические нормы. Показатели безопасности должны выполняться в полном объёме при проектировании машин, их эксплуатации и ремонте.

Виброакустические свойства машин характеризуют безопасность их применения на производстве, а также обеспечивают выполнение санитарно-гигиенических и экологических требований в сфере производства.

Виброакустические свойства машин включают излучаемый уровень шума и общую или локальную вибрацию. Уровень шума характеризуется уровнем звуковой мощности по характеристике А (ШХ), для импульсных шумов - по характеристике С в дБ. Вибрация машин характеризуется величиной виброускорения (ВХ) в мм/с<sup>2</sup> или дБ [1-3].

В санитарных нормах по вибрации машин ранее использовалась характеристика - виброскорость в мм/с. В последних санитарных нормах этой характеристики нет. А ведь как свойство самой машины, а не только вредность для оператора, эту характеристику стоило бы остановить. Она определяет техническое совершенство самой машины, которая устанавливается на фундамент или на виброизоляторах, а уровень вибрации существенно влияет на сохранность здания и сооружения.

Для повышения технического уровня технологических машин их виброакустические свойства для машин пищевых производств не только должны соответствовать межгосударственным стандартам и современным санитарным нормам, но и методам их определения. Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации ставит задачу провести сопоставление однотипного оборудования по ШХ и ВХ, выпускаемого различными заводами-изготовителями, повысить конкурентоспособность отечественной продукции на мировом рынке и обеспечить улучшение санитарно-гигиенических условий труда. На государственном уровне по ГОСТ 30691-2001 (ИСО 471-96) введено заявление ШХ и ВХ на стадии проектирования машин.



## 1. Оценка шумовых характеристик и режимов работы оборудования пищевых производств

Целью работы является оценка влияния режима работы технологической машины на её виброакустические свойства.

Проведенные многолетние экспериментальные исследования единичных экземпляров технологического пищевого оборудования [1] в лаборатории виброакустики кафедры оборудования ДонНУЭТ показали, что ШХ оборудования при работе под нагрузкой (с продуктом) превышает эти характеристики без нагрузки (холостой ход). Величина превышения у разных типов машин различна и представлена на рисунке 1 и 2.

Измерение ШХ оборудования проводилось техническим методом в соответствии с ГОСТ Р ИСО 3743-1-2013. Использовались шумомеры RFT 00023 и «Ассистент». Характер излучения шума - постоянный при работе машины без нагрузки и под нагрузкой. Машины устанавливались в соответствии с руководством по эксплуатации завода-изготовителя. Обработывалось пищевое сырьё или пищевой продукт в соответствии техническими условиями на него. Характеристика неопределённости не превышала 1,5 дБА.

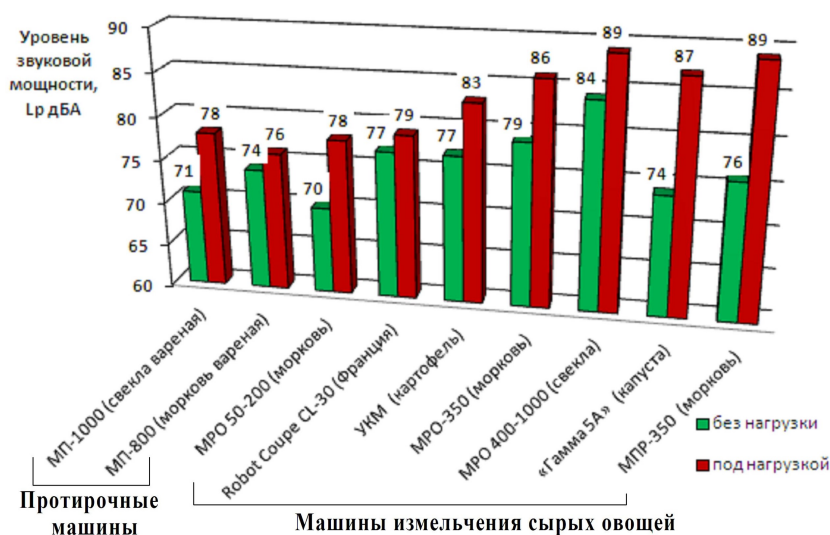


Рис. 1. Шумовые характеристики пищевого технологического оборудования

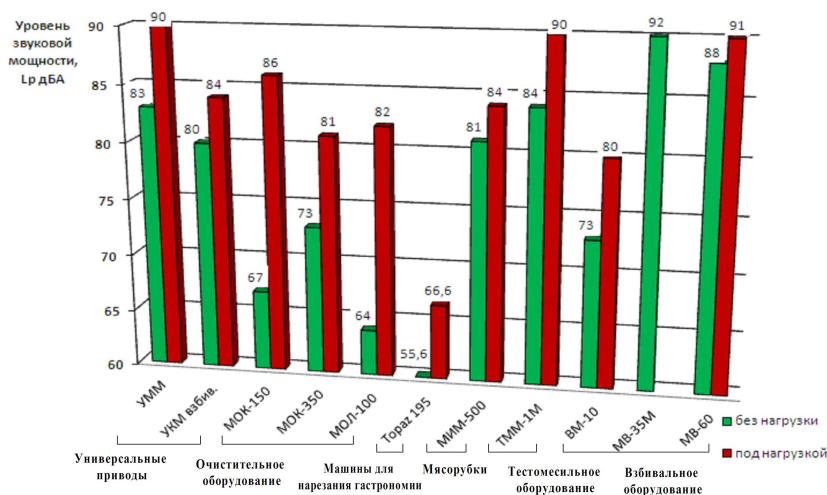


Рис. 2. Шумовые характеристики пищевого технологического оборудования

У очистительного оборудования: машин очистки картофеля превышение над холостым ходом составляет 8 - 9 дБА, очистки лука - 16 дБА, овощерезательных машин 2 - 13 дБА, протирочных машин 2 - 7 дБА, нарезки гастрономических продуктов 10 дБА, мясорубок 3 дБА, тестомесильных машин 6 дБА, взбивальных 3 - 7 дБА, универсальных кухонных машин со сменными механизмами 4 - 7 дБА.

Такая тенденция по ШХ наблюдается не только у оборудования производства Белоруссии, России, но и у зарубежных фирм, хотя и в меньшей степени. По-видимому, это связано с более качественным его изготовлением.

Увеличение ШХ при работе машин пищевых производств с продуктом возникают динамические нагрузки от взаимодействия с ним рабочего органа и стенками рабочей камеры или загрузочного устройства. У очистительного оборудования на ШХ влияет форма и крупность загружаемого сырья, его количество в рабочей камере. В овощерезательном оборудовании существенную роль играет толщина и степень затупления режущего инструмента, модуль упругости и удельного сопротивления резанию продукта, наличие «мёртвых зон», усилие подачи продукта в машину, заполняемость рабочей камеры, размеры и скорость движения рабочего органа. «Мёртвыми зонами» считается пространство на рабочем органе между корпусом его и режущим инструментом, в который попадает продукт, не режется, а набивается в это пространство и уплотняется. Возникший уплотнённый объём продукта трётся о корпус рабочей камеры и вызывает дополнительный шум и вибрацию, перекашивает диск крепления режущих ножей. Кроме перечисленных факторов в овощерезательном оборудовании ШХ под нагрузкой возрастают также от увеличения шума электродвигателя, передач и подшипников. Последние аргументы имеют место и в других типах машин.

В протирочных машинах с неподвижным ситом и вращающимся лопастным ротором возрастание ШХ возникает при увеличении заполняемости продуктом рабочей камеры, уменьшении частоты вращения ротора и лопастей, диаметра отверстий сита.

На ШХ машин для нарезания гастрономических продуктов прямо пропорциональное влияние оказывает вид нарезаемого продукта и скорость подачи продукта к вращающему дисковому ножу.

В мясорубках увеличение ШХ возникает от затупления ножей, повышения усилия ручной подачи продукта к шнеку и удельного сопротивления резанию мяса или рыбы. Следует отметить и снижение ШХ в мясорубках при работе с продуктом. Это явление объясняется выделением в рабочей зоне мясного сока, который является смазкой трущихся частей: подшипников шнека и ножей о ножевую решетку.

В тестомесильных и взбивальных машинах ухудшение ШХ связано с возрастанием нагрузки на рабочий орган, электродвигатель и передачи.

## **2. Нормирование шумовых характеристик пищевого оборудования**

Превышение ШХ пищевого оборудования при работе с продуктом, относительно работы без продукта, свидетельствует о том, что оно работает в режиме, когда ШХ превышают предельно допустимые нормы по шуму [2], а при сертификации машин и заявлении ШХ по ГОСТ 30691-2001 [5] указываются ШХ при работе без нагрузки.

Таким образом, в ряде сертифицированного технологического оборудования пищевых производств в рабочем режиме будут нарушены санитарно-гигиенические нормы по шуму.

Кстати, несмотря на введение нового стандарта по шуму ГОСТ 12.1.003-2014 [4], ГОСТ 12.1.036-81 [6]. «Шум. Допустимые уровни в жилых и общественных зданиях», действует. Этот стандарт устанавливает более жесткие нормы по шуму для помещений

предприятий общественного питания и торговли, в которых в качестве технологического оборудования используется исследуемое пищевое оборудование. К ним относятся: залы кафе, ресторанов, столовых с допусаемым уровнем звука 55 дБА, торговые залы - 60 дБА, а не 80-85 дБА по ГОСТ 12.1.003-2014. Для этих предприятий требуется малошумное оборудование, выпускаемое серийно заводами и фирмами торгового машиностроения.

В ГОСТ 12.1.003-2014 указано (стр.13) «Шумовые характеристики машины определяют при условиях установки и в режимах работы, характерных для нормального применения машины, предусмотренного изготовителем. Такие условия и режимы задаются в испытательных кодах по шуму для машин конкретного вида, а при их отсутствии - в методиках выполнения измерений изготовителя, разработанных с учетом требований основополагающих стандартов к методам определения шумовых характеристик машин».

Слова «... в режимах работы, характерных для нормального применения машины, предусмотренного изготовителем» можно рассматривать неоднозначно. Есть режим холостого хода, используемый при установке, техническом обслуживании и ремонтных работах и рабочий режим - обработка продукта при минимальной и максимальной скоростях движения рабочего органа. Все это режимы «нормального применения». В испытательных кодах по шуму заводы - изготовители могут и определяют ШХ для каждого режима, но какой режим принят для сертификации оборудования, а соответственно, какой шум будет излучать реальная машина?

Неоднозначность в определении ШХ машин оказывает негативное влияние и при проектном расчете уровней шума на рабочих местах операторов и уровней шума в производственном помещении. На результаты расчета оказывает влияние величина ШХ машин. Возникает вопрос, для какого режима работы и его ШХ необходимо проводить расчет?

На наш взгляд, целесообразно устанавливать и производить пищевое оборудование по максимальным значениям ШХ при работе под нагрузкой.

### **Заключение**

1. Среди свойств технологических машин и оборудования следует отдать предпочтение виброакустическим, обеспечивающих безопасность обслуживающего персонала, санитарно-гигиенические условия работы и степень конкурентоспособности.

2. Установлены величины превышения ШХ пищевого оборудования при работе с продуктом над ШХ при работе без продукта.

3. Целесообразно производить оборудование пищевых производств таким, чтобы его ШХ соответствовала максимальным значениям при работе с продуктом.

### **Список литературы**

1. Заплетников И.Н. Виброакустика оборудования пищевых производств: монография / И.Н.Заплетников. - Харьков: изд-во НТМТ, 2015. - 542 с. ISBN 978-617-578-223-1.

2. Заплетников И.Н. Экологический мониторинг измельчительного оборудования предприятий питания / И.Н. Заплетников, А.К. Пильненко, О.Д. Квилинский, С.М. Савченко// NOISE Theory and Practice: Научный журнал ООО «Институт акустических конструкций» – СПб: ООО «Институт акустических конструкций», 2018. Вып.4 - №3. с. 30-35

3. Иванов Н.И., Шашурин А.Е. Защита от шума и вибрации / Н.И.Иванов, А.Е.Шашурин – Печатный Цех, 2019. – 287 с.

4. ГОСТ 12.1.003 – 2014 Система стандартов безопасности труда. Шум. Общие требования безопасности. – М.: Стандартиформ, 2015. – 24 с.

5. ГОСТ 30691 – 2001. Шум машин. Заявление и контроль значений шумовых характеристик. – М.: Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 2001. – 13 с.

6. ГОСТ 12.1.036 ССБТ. Шум. Допустимые уровни в жилых и общественных зданиях. Госкомитет СССР по стандартам. – Издательство стандартов, 1985. – 4 с.

### References

1. Zapletnikov I.N. Vibroakustika oborudovaniya pischevyyih proizvodstv [Vibroacoustics of food production equipment: monograph]: a monograph. - Kharkiv: NTMT Publ. 2015. - 542 p.

2. Zapletnikov I.N. Ekologicheskii monitoring izmelchitel'nogo oborudovaniya predpriyatiy pitaniya [Environmental monitoring grinding equipment in catering business] / I.N. Zapletnikov, A.K. Pilnenko, O.D. Kvilinskiy, S.M. Savchenko // Noise Theory and Practice: Scientific Journal «Institute of Acoustic Structures» - St.Petersburg: «Institute of Acoustic Structures», 2018. – Tom. 4.–№3. – pp. 30-35.

3. Ivanov N.I., Zashchita ot shuma i vibratsii [Protection from noise and vibration] / N.I. Ivanov, A.E. Shashurin – Pечатный Цех, 2019. – 287 с.

4. GOST 12.1.003 – 2014 Sistema standartov bezopasnosti truda. Shum. Obschie trebovaniya bezopasnosti [System of labor safety standards. Noise. General safety requirements]. – М.: Standartinform, 2015. – 24 p.

5. GOST 30691 – 2001. Shum mashin. Zayavlenie i kontrol znacheniy shumovyih harakteristik [The noise of cars. Statement and control of values of noise characteristics]. – М.: Mezhhgosudarstvennyiy sovet po standartizatsii, metrologii i sertifikatsii, 2001. – 13 p.

6. GOST 12.1.036 SSBT. Shum. Dopustimyye urovni v zhilyih i obschestvennyih zdaniyah [Noise. Acceptable levels in residential and public buildings]. Goskomitet SSSR po standartam. – Izdatelstvo standartov, 1985. – 4 p.

УДК: 699.842  
OECD: 02.01.IM

## Оценка неопределенности измерений вибрации железнодорожного транспорта по результатам суточного мониторинга

Канев Н.Г.<sup>1</sup>, Прокофьева П.Е.<sup>2\*</sup>, Московец М. Е.<sup>3</sup>

<sup>1</sup> Доцент, к. ф-м. н. <sup>2</sup> Студент <sup>3</sup> Магистр

<sup>1,2,3</sup> Кафедра «Экология и промышленная безопасность» МГТУ им. Баумана,  
г. Москва, РФ

### Аннотация

Приведены результаты суточных измерений вибрации, возникающей от движения поездов различных типов, проходящих по двухпутному и многопутному железнодорожному полотну. Выполнен анализ нормируемого параметра - максимального скорректированного значения виброскорости - в соответствии с методикой, установленной действующими нормативными документами, а также вспомогательных параметров - значений виброскорости в октавных полосах частот. Показано, что рекомендованное количество событий прохождения поезда, которое необходимо измерить, не позволяет получить статистические достоверные результаты измерений. Во-первых, имеют место существенные девиации параметров вибрации в течение суток, и результат измерений может зависеть от времени проведения измерений. Во-вторых, измеренные значения параметров вибрации оказываются ниже, чем максимальные значения, зафиксированные в течение суток, поэтому параметры, характеризующие максимальную вибрацию, оказываются недооцененными. В-третьих, установлено, что распределение измеренных параметров вибрации не описывается гауссовым законом распределения вероятности. В связи с этим применение подходов к выражению неопределенности измерений, основанных о предположении о гауссовом распределении измеренных значений, является некорректным и требует уточнения. Полученные данные показывают необходимость совершенствования действующих методик измерений вибраций от железнодорожного транспорта.

**Ключевые слова:** вероятность, вибрация, виброскорость, железнодорожный транспорт, методика измерений, неопределенность измерений.

## *Measurement uncertainty evaluation based on the results of daily rail transport vibration monitoring*

*Kanev N. G.<sup>1</sup>, Prokofyeva P. E.<sup>2\*</sup>, Moskovets M. E.<sup>3</sup>*

<sup>1</sup> Associate professor, Candidate of Physico-Mathematical Sciences

<sup>2</sup> Student <sup>3</sup> Master

<sup>1,2,3</sup> Department of Ecology and Industrial Safety, BMSTU, Moscow, Russia

### **Abstract**

*This paper is focused on the results of daily vibration monitoring caused by various types of trains passing on multiple- or double-track railways. Federal standards provide a guidance for evaluating frequency weighted velocity, according to which current analysis has been conducted. Furthermore, a number of additional parameters has been assessed, including octave band vibration velocity. It has been indicated that a recommended number of observed train passages was considered as insufficient for veracious measurement*

results. Firstly, significant deviations have been occurring throughout a day, therefore, an outcome may be dependent on the time of day. Secondly, measured vibration parameters appeared to be lower than peak ones recorded during the day. Thus, appraised values that determine maximal vibration are believed to be underestimated. Finally, it was established that a distribution of measured vibration parameters cannot be described by Gaussian probability distribution. Consequently, current approaches to assess measurement uncertainty, based upon an assumption of Gaussian distribution of measured values, cannot be applied due to inaccuracy and a lack of clarifying. The acquired data illustrates a necessity of improvements in current rail transport vibration assessment guidelines.

**Keywords:** vibration, vibration velocity, rail transport, measurements uncertainty, measuring procedures, probability.

## Введение

Вибрации, вызываемые движением поездов, оказывают негативное воздействие на человека. Нормируемые параметры вибрации и их предельно-допустимые значения для жилых и общественных зданий, а также для рабочих мест, устанавливаются документами [1,2]. Неточности формулировок [1] дают возможность различных трактовок положений, касающихся нормирования непостоянной вибрации, что приводит к противоречивым оценкам одного и того же вибрационного воздействия разными специалистами [3]. На необходимость уточнения требований [1] в части нормирования непостоянной вибрации обращено внимание в работах [4,5], также это отмечено в решениях конференции «Интерметро-2019» [6].

В 2019 г. введен в действие новый свод правил [7], предлагающий в качестве нормируемых параметров непостоянной вибрации, создаваемых поездами в зданиях, эквивалентное и максимальное скорректированное значение виброскорости. Предложены однозначные определения нормируемых параметров, их предельно-допустимые значения, а также методика измерений.

Опыт показывает, что измерение и оценка эквивалентных значений, т.е. средних значений за дневное или ночное время в жилье, а также средних значений за время нахождения в административном здании, параметров вибрации не вызывает трудностей: достаточен период наблюдений, включающий проезд нескольких поездов каждой категории. Однако для оценки максимального значения виброскорости, характеризующее кратковременное воздействие во время прохождения поезда, требуется фиксация большого количества событий прохождения поездов разных категорий, поскольку существует достаточно сильный разброс значений параметров вибрации для разных проездов [8]. Свод правил [7] рекомендует выполнение измерений не менее 20 проездов каждой категории. Очевидно, что при интенсивном движении поездов возможна зависимость измеренного значения и параметра, характеризующего неопределенность измерения [9], от совокупности зафиксированных проездов.

Оценка неопределенности является важным фактором, характеризующим возможный разброс значений параметров вибрации. Важно, что этот разброс не связан с точностью измерительной аппаратуры, а вызван отличием между отдельными проездами поездов, связанных со скоростью поездов, загруженностью, изношенностью колесных пар и некоторыми другими факторами [10]. Значения неопределенности используются для расчета вибрационных полей в грунте и зданиях, проводимых при прогнозировании вибрации в зданиях, проектируемых вблизи железнодорожных путей [11-13].

В настоящей работе проводится анализ длительного мониторинга вибрации,

проведенного вблизи железнодорожных путей с движением пассажирских и грузовых поездов. Выполнен анализ измеренных значений нормируемого параметра вибрации в соответствии с методикой, установленной [7], а также оценена неопределенность измерений.

### 1. Измерение максимального значения виброскорости

Свод правил [7] рекомендует следующую методику определения максимального значения скорректированного значения виброскорости по измеренным значениям для всех поездов. В первую очередь вычисляется среднее максимальное значение виброскорости потока поездов для каждой категории

$$\bar{v} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n v_i \quad (1)$$

где  $v_i$  – максимальное скорректированное значение виброскорости при  $i$ -м прохождении поезда,  $n$  - число поездов в рассматриваемой категории.

В качестве руководства по выражению неопределенности измерений свод правил [7] рекомендует применение стандарта [9]. Измеряемой величиной является среднее значение (1); стандартной неопределенностью среднего значения согласно [9] является выборочное стандартное отклонение среднего значения, рассчитываемое по формуле

$$u(\bar{v}) = \sqrt{\frac{1}{n(n-1)} \sum_{i=1}^n (v_i - \bar{v})^2}. \quad (2)$$

Расширенная неопределенность определяется следующим образом

$$U(\bar{v}) = k_p u(\bar{v}) \quad (3)$$

где  $k_p$  – коэффициент охвата при заданном уровне доверия  $p$ . Для определения значения  $k_p$  требуется точное знание закона распределения вероятностей, которое заведомо неизвестно. В подобных случаях [9] допускает принимать упрощенный подход, при котором считается, что распределение близко к нормальному, тогда значение  $k_p = 2$  соответствует уровню доверия 95%, значение  $k_p = 3$  соответствует уровню доверия 99%.

Результат измерения записывается в виде  $\bar{v} \pm U(\bar{v})$ , для нормативной оценки используется значение, соответствующее верхней границе этого интервала, т.е.  $\bar{v} + U(\bar{v})$ .

За максимальное значение виброскорости за время оценки принимается наибольшее из значений для всех категорий поездов, вычисленных по формуле (1) с учетом расширенной неопределенности (3). Аналогичная методика применяется для определения максимальных значений виброскорости в октавных полосах частот.

## 2. Двухпутная дорога

Рассмотрим результаты суточных измерений вибрации поездов на полу подвала здания на расстоянии 25 м от путей, приведенные в [8]. По двухпутной железной дороге происходит движение поездов одного типа - пассажирских электропоездов (категория 3 согласно классификации [7]). Известно [14], что на фундаментах зданий вибрации в вертикальном направлении, т.е. перпендикулярном поверхности фундамента, значительно выше, чем в горизонтальных, поэтому далее рассматриваются параметры вибрации только в вертикальном направлении. На рис. 1 приведены результаты суточного мониторинга в следующем виде: каждому событию прохождения поезда соответствует точка на графике, ее абсцисса – это время прохождения, ордината – максимальное скорректированное значение виброскорости для этого проезда. Общее количество событий  $N = 181$ . Среднее значение виброскорости по всем событиям составляет 37.2 мкм/с, среднее квадратическое отклонение составляет 16.1 мкм/с. При этом проезды разделяются на две группы со значениями виброскорости в интервалах 10-30 мкм/с и 35-65 мкм/с. Это разделение соответствует движению поездов по разным путям.

Далее применим процедуру определения максимального измеренного значения виброскорости и его расширенной неопределенности по выборкам, состоящим из 20 последовательных проездов.

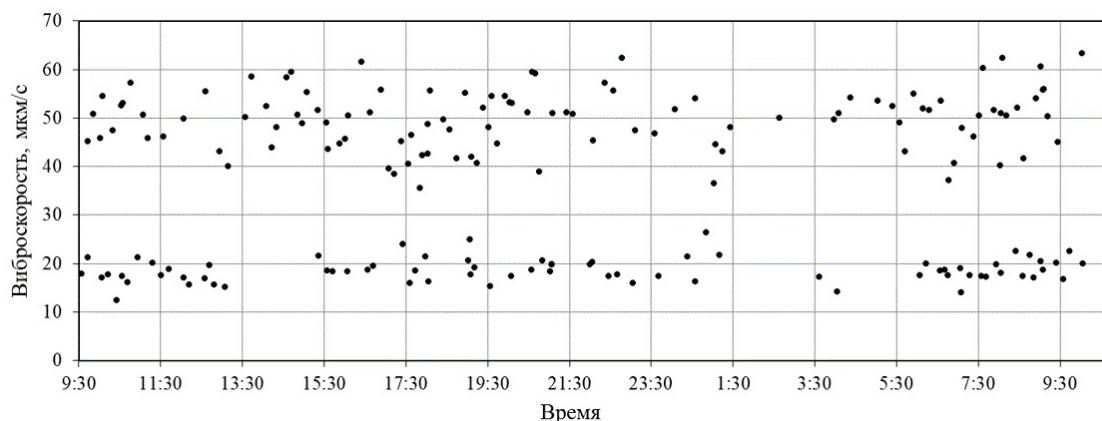


Рис. 1. Результаты суточных измерений вибрации поездов в здании на расстоянии 25 м от двухпутной железной дороги, каждая точка соответствует одному проезду поезда

Пусть  $v_i$  – максимальное значение виброскорости, измеренное для  $i$ -го проезда поезда, при этом  $i = 1, 2, \dots, N$ . Выборка с номером  $j$  составляется из 20 проездов с номерами от  $j$  до  $j + 19$ , таким образом, общее количество выборок составляет  $N - 19$ , т.е. индекс  $j$  принимает значения от 1 до 162. Согласно (1) рассчитаем среднее значение для каждой выборки

$$\bar{v}_j = \frac{1}{20} \sum_{i=j}^{j+19} v_i. \quad (4)$$

Из (2) и (3) вычислим расширенную неопределенность с коэффициентом охвата  $k_p = 2$  для каждой выборки



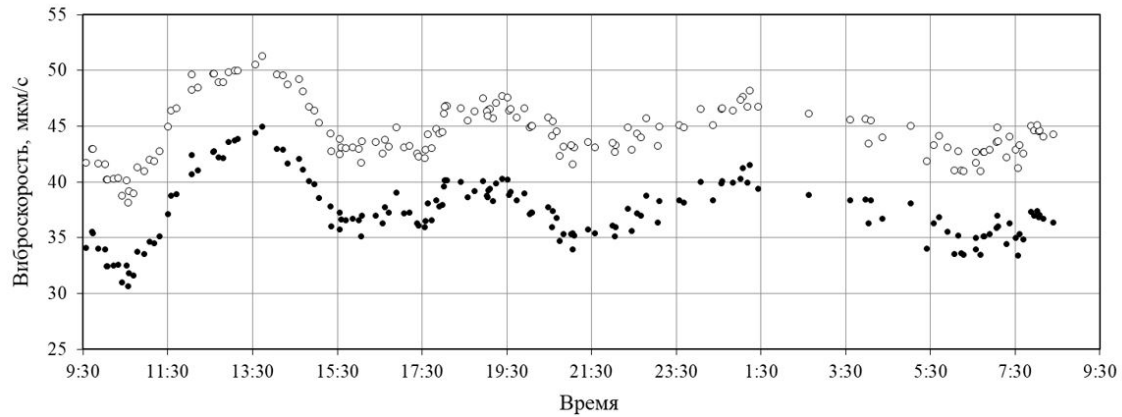


Рис. 2. Среднее значение  $\bar{v}_j$  по выборкам из 20 последовательных проездов на рис. 1 (●) и оно же с расширенной неопределенностью  $\bar{v}_j + U(\bar{v}_j)$  (○)

$$U(\bar{v}_j) = 2 \sqrt{\frac{1}{20 \cdot 19} \sum_{i=j}^{j+19} (v_i - \bar{v}_j)^2}. \quad (5)$$

На рис. 2 представлены результаты расчета среднего значения  $\bar{v}_j$  и среднего значения с расширенной неопределенностью  $\bar{v}_j + U(\bar{v}_j)$  для всех выборок; время, присвоенное каждой выборке, соответствует времени первого проезда в ней. Измеренные значения виброскорости по отдельным выборкам достаточно сильно отличаются и зависят от времени измерений. Наибольшие значения достигаются в период 12<sup>30</sup> – 14<sup>00</sup>, когда движение поездов происходит по одному пути. При этом поезда, движущиеся именно по этому пути, излучают более интенсивные вибрации. Наименьшие значения наблюдается около 10<sup>30</sup>, когда большее количество поездов движутся по противоположному пути.

Для оценки разброса полученных значений по выборкам введем максимальное и минимальное измеренные значения виброскорости, возможные для этого суточного наблюдения

$$\bar{v}_{max} = \max_j [\bar{v}_j + U(\bar{v}_j)], \quad (6)$$

$$\bar{v}_{min} = \min_j [\bar{v}_j + U(\bar{v}_j)], \quad (7)$$

а также относительные параметры, характеризующие величину разброса

$$\delta = \frac{\bar{v}_{max}}{\bar{v}_{min}}, \quad \Delta = \frac{\bar{v}_{max} - \bar{v}_{min}}{\bar{v}_{min}} \cdot 100\%. \quad (8)$$

В таблице 1 приведены значения, рассчитанные согласно (6), (7) и (8), для скорректированного значения виброскорости, а также для значений виброскорости в октавных полосах со среднегеометрическими частотами 8, 16, 31.5 и 63 Гц.

Таблица 1  
Статистические параметры виброскорости

Параметр	Корректированное значение	Значение в полосе частот, Гц			
		8	16	31.5	63
$\bar{v}_{max}$ , мкм/с	51.3	17.3	32.5	30.6	20.8
$\bar{v}_{min}$ , мкм/с	38.1	14.7	21.0	21.3	15.7
$\delta$	1.35	1.17	1.55	1.43	1.32
$\Delta$ , %	35	17	55	43	32

Таким образом, возможный разброс измеренных значений, вызванный выбором времени измерения, для нормируемых параметров вибрации может достигать 35%, для октавных полос частот – 55%. При этом наибольшая возможная оценка максимального корректированного значения виброскорости составляет 51.3 мкм/с, хотя наиболее интенсивные проезды создают вибрацию более 60 мкм/с.

В рассмотренном случае методика измерения, предложенная [7], не позволяет получить надежную оценку максимального значения виброскорости. Во-первых, в течение суток обнаружены существенные девиации измеряемого параметра, при этом выборка по 20 проездов оказывается недостаточной для отслеживания этих девиаций. Во-вторых, в рассмотренном случае движение поездов по одному пути создает значительно более интенсивные вибрации, чем при движении по другому пути. При сопоставимом количестве проездов по каждому пути среднее значение по выборке из 20 проездов по обоим путям дает заниженную оценку вибрации, поскольку примерно половина проездов дает низкие значения виброскорости по сравнению с остальными проездами, интенсивность которых близка к максимальной.

Кроме этого, предположение о виде вероятностного распределения для выбора значения коэффициента охвата оказалось неверным: гистограмма распределения измеренных значений  $v_i$ , построенная с интервалом 5 мкм/с, имеет два максимума (рис. 3). Для сравнения на рис. 3 приведен график плотности вероятности для нормального распределения с математическим ожиданием 37.2 мкм/с и средним квадратическим отклонением 16.1 мкм/с, т.е. параметрами, определенными по всем  $N$  проездам. Интересно, что максимум нормального распределения оказывается в минимуме гистограммы. Диапазон возможных измеренных значений отмечен значениями  $v_{min}$  и  $v_{max}$ . При этом 43 проезда, т.е. 24% всех проездов, создали более интенсивную вибрацию, чем дает наибольшая оценка  $v_{max}$ .

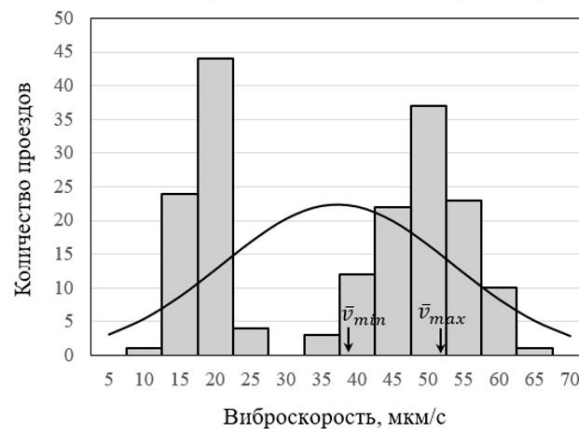


Рис. 3. Гистограмма измеренных значений виброскорости  $v_i$  с интервалом 5 мкм/с, кривая соответствует нормальному распределению

Измеренные средние значения виброскорости с расширенной неопределенностью имеют разброс, характеризуемый гистограммой, построенной по 162 значениям  $\bar{v}_j + U(\bar{v}_j)$  с интервалом 2 мкм/с (рис. 4). Результат измерения виброскорости по 20 проездам поездов также является в некотором смысле случайной величиной, ее наиболее вероятное значение – 44.5 мкм/с, что значительно ниже значений виброскорости от отдельных проездов.

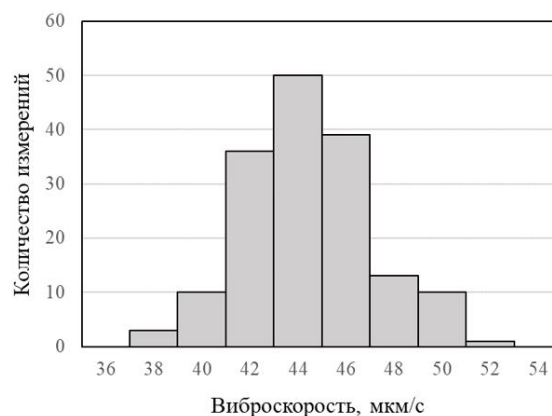


Рис. 4. Гистограмма средних по 20 проездам значений виброскорости с расширенной неопределенностью  $\bar{v}_j + U(\bar{v}_j)$  с интервалом 2 мкм/с

### 3. Многопутная железная дорога

Рассмотрим пример суточного мониторинга вибрации поездов, движущихся по многопутной железной дороге. Общее количество путей – 7, при этом два из них проходят в тоннеле ниже уровня грунта. Измерения проведены на поверхности грунта на расстоянии 50 м до ближайшего пути и 86 м до самого удаленного. По железной дороге происходит движение поездов двух типов – грузовых поездов и пассажирских электропоездов (категории 2 и 3 соответственно согласно классификации [7]). Общее количество событий прохождения поездов составило 384, из которых 157 пассажирских, 227 – грузовых. На рис. 7 приведены результаты суточных измерений. Интенсивность вибрации, создаваемой грузовыми поездами, значительно выше по сравнению с вибрациями от пассажирских поездов, что приводит к более негативному воздействию на человека [15].

Согласно [7] вибрации от поездов разных категорий должны анализироваться отдельно. Поэтому вычислим максимальное измеренное значение виброскорости (4) и его расширенную неопределенность (5) по выборкам, состоящим из 20 последовательных проездов. На рис. 6 представлены результаты расчета среднего значения с расширенной неопределенностью  $\bar{v}_j + U(\bar{v}_j)$  для всех выборок. Измеренные значения виброскорости для пассажирских поездов мало изменяются в течение суток, а для грузовых поездов наблюдается достаточно сильная суточная девиация. Наибольшие значения достигаются в период 19<sup>00</sup> – 20<sup>00</sup>, наименьшие – в ночное время около 5<sup>00</sup> и днем в районе 13<sup>00</sup>.

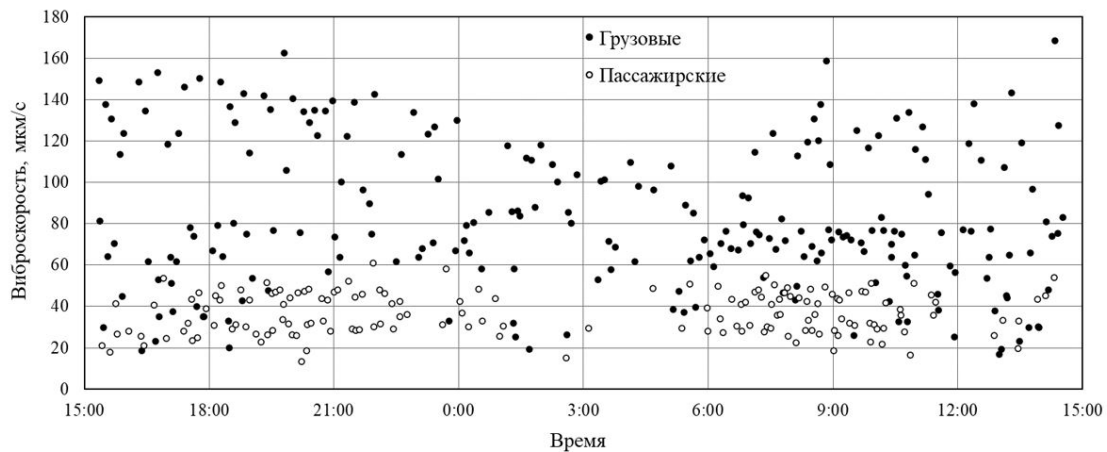


Рис. 5. Результаты суточных измерений вибрации поездов в здании на расстоянии 50 м от ближайшего пути многопутной железной дороги, каждая точка соответствует одному проезду поезда

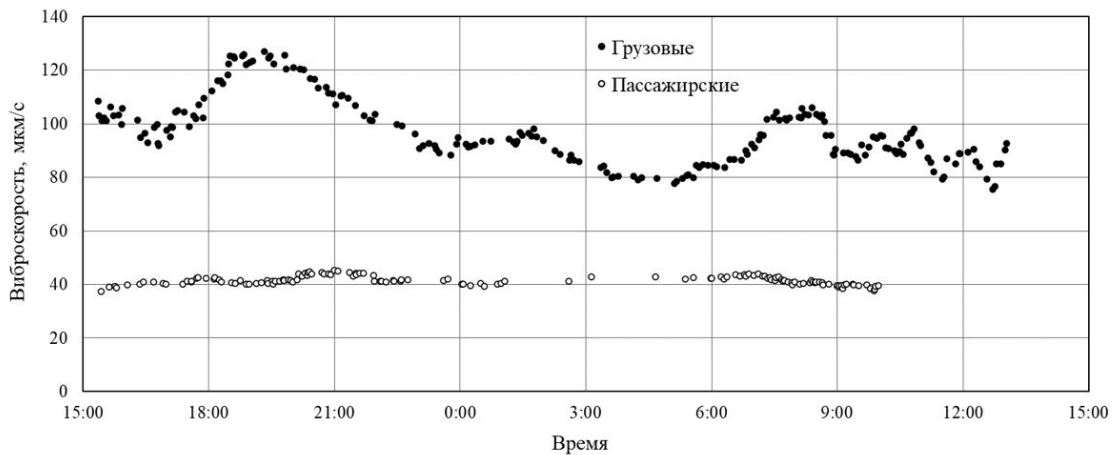


Рис. 6. Среднее значение виброскорости с расширенной неопределенностью  $\bar{v}_j + U(\bar{v}_j)$  по выборкам из 20 последовательных проездов, приведенных на рис. 5

Для оценки возможного разброса измеренных значений в течение суток вычислим параметры по формулам (6), (7) и (8) по выборкам для пассажирских и грузовых поездов, значения которых приведены в таблице 2.

Таблица 2

Статистические параметры виброскорости по выборкам для пассажирских и грузовых поездов

Параметр	Корректированное значение	Значение в полосе частот, Гц			
		8	16	31.5	63
<b>Пассажирские поезда</b>					
$v_{max}$ , мкм/с	45.3	13.7	23.0	37.9	8.3
$v_{min}$ , мкм/с	37.5	11.3	18.7	28.1	6.2
$\delta$	1.21	1.21	1.23	1.35	1.33
$\Delta$ , %	21	21	23	35	33
<b>Грузовые поезда</b>					
$v_{max}$ , мкм/с	127.0	60.5	89.9	72.1	14.4
$v_{min}$ , мкм/с	75.6	28.9	52.1	43.6	8.2
$\delta$	1.68	2.09	1.73	1.65	1.76
$\Delta$ , %	68	109	73	65	76

Таким образом, возможный разброс измеренных значений для нормируемого параметра вибрации, вызванной движением пассажирских поездов, может достигать 21%, для виброскоростей в октавных полосах частот – 35%. Отметим, что этот разброс оказался меньше по сравнению с первым рассмотренным случаем пассажирских поездов (таблица 1). Для грузовых поездов, напротив, разброс оказался существенно выше: для нормируемого параметра – 68%, для виброскоростей в октавных полосах частот – 109%. При этом наибольшая возможная оценка максимального корректированного значения виброскорости составляет 127.0 мкм/с, хотя наиболее интенсивные проезды создают вибрацию более 160 мкм/с.

Как и в первом рассмотренном случае, выбор времени измерения может сильно сказаться на его результатах. При этом определение (4) параметра, характеризующего максимальное вибрационное воздействие, не позволяет достоверно оценить вибрационное воздействие от поездов, создающих самую интенсивную вибрацию в течение суток наблюдения.

На рис. 7 приведены гистограммы, в которых измеренные значения  $v_i$  сгруппированы с интервалом 5 мкм/с для пассажирских поездов и 10 мкм/с для грузовых поездов. Для обоих типов поездов гистограммы имеют два максимума. Пассажирские поезда двигались преимущественно по двум путям, поэтому максимумы на рис. 7а достаточно «острые». Максимумы на рис. 7б более сглаженные, что связано с тем, что, во-первых, движение поездов осуществляется по большему количеству путей, а, во-вторых, их масса может сильно отличаться в зависимости степени загрузки состава и объемной плотности перевозимых грузов. Распределение измеренных значений, как и на рис. 4, не подчиняется нормальному закону.

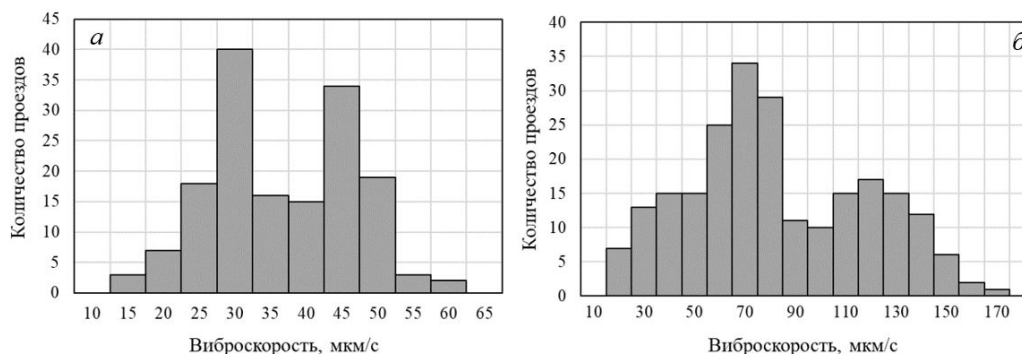


Рис. 7. Гистограммы измеренных значений виброскорости  $v_i$  для пассажирских (а) и грузовых (б) поездов

### Заклучение

Статистический анализ измеренных в течение 24 часов параметров вибрации, создаваемой железнодорожным транспортом, позволил сделать ряд выводов, касающихся методик измерения. Максимальное скорректированное значение виброскорости, определенное по 20 проездом, существенно зависит от времени измерения: в течение суток измеренные значения могут отличаться на 68%. Таким образом, неудачный выбор времени проведения обследования может привести к серьезной недооценке вибрационного воздействия. Аналогичная ситуация имеет место в случае вибрации метрополитена [16].

Установлено, что однотипные поезда, движущиеся по двум разным, хотя и близкорасположенным, путям могут создавать существенно отличающиеся вибрации. При одинаковой интенсивности движения по обоим путям усреднение по 20 проездам также приводит к занижению измеренного значения относительно фактических максимальных значений параметров вибрации, создаваемых отдельными проездами.

Распределения измеренных параметров вибрации (рис. 3 и 7) не подчиняются нормальному закону распределения, справедливость которого предполагается при выборе коэффициента охвата для выражения расширенной неопределенности измерений [9]. В связи с этим оценка неопределенности по [9] не может считаться достаточно надежной.

Рассмотренные случаи показали, что объем рекомендованной выборки в 20 проездов недостаточен для достоверной оценки максимального значения виброскорости. При этом наиболее интенсивная вибрация в двух рассмотренных случаях имела место в разное время, поэтому невозможно определить наиболее подходящее время для проведения натурных измерений. В связи с этим предлагается на этапе обследования проводить предварительную оценку возможного суточного разброса измеряемых параметров, а также устанавливать статистические законы распределения вибрационных параметров по выборке, значительно превышающей 20 событий, точные сведения о которых требуются для оценки неопределенности измерений. Для этого необходимо проводить мониторинг вибрации в течение 24 часов, аналогичный приведенным в настоящей работе.

### Список литературы

1. СН 2.2.4/2.1.8.566-96. Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий. Санитарные нормы. М.: Информационно-издательский центр Минздрава России, 1997.

2. СанПиН 2.2.4.3359-16. Санитарно-эпидемиологические требования к физическим факторам на рабочих местах. Санитарно-эпидемиологические правила и нормативы. М.: Информационно-издательский центр Минздрава России, 2017.
3. Канев Н.Г. Проблемы прогнозирования вибрации метрополитена, связанные с противоречиями нормативных требований и неопределенностью исходных данных // Труды Международной выставки-конференции «ИНТЕРМЕТРО-2019», 12-14 декабря 2019, г. Москва. С. 45-50.
4. Цукерников И.Е., Шубин И.Л., Невенчанная Т.О. Анализ правил нормирования и гигиенической оценки шума и вибрации на рабочих местах и в условиях проживания в жилых зданиях и помещениях // Жилищное строительство. 2017. № 6. С. 3-7.
5. Канев Н.Г. Вибрационное воздействие на человека в жилых домах от движения рельсового транспорта и особенности его нормирования // Безопасность жизнедеятельности. 2018. Т. 64. № 11. С. 16-20.
6. Решения конференции // Труды Международной выставки-конференции «ИНТЕРМЕТРО-2019», 12-14 декабря 2019, г. Москва. С. 108.
7. СП 441.1325800.2019. Защита зданий от вибрации, создаваемой железнодорожным транспортом. Правила проектирования. М.: Минстрой России, 2019.
8. Васильев М.Д., Канев Н.Г. Неопределенность измерений при гигиенической оценке вибрационного воздействия от железнодорожного транспорта // Труды конференции «Будущее машиностроения России», 24-27 сентября 2019, г. Москва. С. 612-618.
9. ГОСТ 34100.3–2017. Неопределенность измерения. Часть 3. Руководство по выражению неопределенности измерений. М.: Стандартинформ, 2017.
10. Jones S., Kuo K., Hussein M., Hunt H. Prediction uncertainties and inaccuracies resulting from common assumptions in modelling vibration from underground railways // Journal of Rail and Rapid Transit. 226. No.5. P. 501–512. 2012
11. Auersch L. Simple and fast prediction of train-induced track forces, ground and building vibrations // Rail Eng. Science. 2020. 28. No 3. P. 232-250.
12. Рассошенко Ю.С., Иванов Н.И., Крылов В.В. Проблема оценки вибрационных полей поверхностных волн Рэлея, создаваемых высокоскоростными железнодорожными линиями // Noise Theory and Practice. 2018, 2 (4), С. 21-29.
13. Hanson C. E., Towers D. A., Meister L. D. Transit Noise and Vibration Impact Assessment FTA-VA-90-1003-06 // U.S. Department of Transportation Federal Transit Administration, 2006. – 261 p.
14. Московец М.Е., Канев Н.Г. Оценка передачи вибрации рельсового транспорта с грунта на фундамент здания // Сборник трудов Четвертой всероссийской конференции молодых ученых и специалистов «Акустика среды обитания», 24 мая 2019, г. Москва. С.142-149.
15. Waddington D, Woodcock J, Smith MG, et al. CargoVibes: human response to vibration due to freight rail traffic // Int. J. Rail Transp. 2015. 3. No 4. P.233-248.
16. Канев Н.Г. Методологические проблемы измерения вибрации рельсового транспорта и пути их решения // Сборник трудов III Всероссийской акустической конференции, 21-25 сентября 2020, г. Санкт-Петербург. С.400-407.

## References

1. SN 2.2.4/2.1.8.566-96. Industrial vibration, vibration in the premises of residential and public buildings. Sanitary norms. Moscow: Information and publishing center of the Ministry of health of Russia, 1997.

2. SanPiN 2.2.4.3359-16. Sanitary and epidemiological requirements for physical factors in the workplace. Sanitary and epidemiological rules and regulations. Moscow: Information and publishing center of the Ministry of health of Russia, 2017.
3. Kanev N. G. Problems of predicting ground borne vibrations, associated with the contradictions of regulatory requirements and uncertainty of input data // Proceedings of the International exhibition-conference "INTERMETRO-2019", 12-14 December 2019, Moscow. S. 45-50.
4. Tsukernikov I. E., Shubin I. L., Nevenchannaya T. O. Analysis of the rules of regulation and hygienic assessment of noise and vibration in the workplace and in living conditions in residential buildings and premises // Housing construction. 2017. No. 6. P. 3-7.
5. Kanev N. G. Vibration impact on a person in residential buildings from the movement of rail transport and features of its rationing // Life safety. 2018. Vol. 64. No. 11. P. 16-20.
6. Conference materials // Proceedings of the International exhibition-conference "INTERMETRO-2019", 12-14 December 2019, Moscow. P. 108.
7. SP 441.1325800.2019. Protection of buildings from vibration caused by railway transport. The rules of design. M.: Russian Ministry Of Construction, 2019.
8. Vasiliev M. D., Kanev N. G. measurement uncertainty in the hygienic assessment of vibration impact from railway transport // Proceedings of the conference "the Future of machine building in Russia", September 24-27, 2019, Moscow. P. 612-618.
9. ISO/IEC Guide 98-3:2008. Uncertainty of measurement—Part 3: Guide to the expression of uncertainty in measurement (GUM:1995). Geneva: ISO/IEC; 2008. .
10. Jones S., Kuo K., Hussein M., Hunt H. Prediction uncertainties and inaccuracies resulting from common assumptions in modelling vibration from underground railways // Journal of Rail and Rapid Transit. 226. No.5. P. 501–512. 2012
11. Auersch L. Simple and fast prediction of train-induced track forces, ground and building vibrations // Rail Eng. Science. 2020. 28. No 3. P. 232-250.
12. Rassoshenko Yu. S., Ivanov N. I., Krylov V. V. The problem of estimation of vibrational fields of Rayleigh surface waves created by high-speed railway lines // Noise Theory and Practice. 2018, 2 (4), P. 21-29.
13. Hanson C. E., Towers D. A., Meister L. D. Transit Noise and Vibration Impact Assessment FTA-VA-90-1003-06 // U.S. Department of Transportation Federal Transit Administration, 2006. – 261 p.
14. Moskovets M., Kanev N. Assessment of rail vibration transmission from the ground to the foundation of a building // MATEC Web of Conferences, 2020, 320, 00005.
15. Waddington D, Woodcock J, Smith MG, et al. CargoVibes: human response to vibration due to freight rail traffic // Int. J. Rail Transp. 2015. 3. No 4. P.233-248.
16. Kanev N.G. Methodological problems of measuring vibration rail transport and ways to solve them // Proceedings of 3rd All-Russian acoustic conference, 21-25 September 2020, Saint-Peterburg. P.400-407.





## Общество с ограниченной ответственностью "Институт акустических конструкций"

ООО "ИАК" занимается разработкой шумозащитных мероприятий более 10 лет.

Организационная структура предприятия:

- отдел акустики;
- отдел проектирования;
- испытательная лаборатория, аккредитованная на измерения физических факторов;
- отдел строительства;
- отдел научных исследований и разработок;
- отдел внедрения;
- планово-экономический отдел.

За годы работы организацией запроектировано большое количество шумозащитных конструкций в различных регионах России (на скоростных автомагистралях, мостах, железных дорогах, эстакадах), в том числе и на таких масштабных объектах, как Кольцевая автодорога и Западный Скоростной диаметр в Санкт-Петербурге, объектах олимпийского Сочи и Республики Крым, реконструкции федеральных автодорог М-8 "Холмогоры", М-4 "Дон" и др. Организацией выполняются проектно-изыскательские работы по проектированию шумозащиты на первой в России Высокоскоростной железнодорожной магистрали "Москва-Казань". Силами испытательной лаборатории осуществляются акустические исследования, отделами акустики и проектирования разрабатываются шумозащитные мероприятия на промышленных, энергетических, культурных и оздоровительных объектах нашей страны. Производство, организованное на базе предприятия, позволяет выпускать любые шумозащитные конструкции, отвечающие всем требованиям государственных стандартов, а опытный персонал в кратчайшие сроки производит сборку и монтаж.

*"Наша компания обладает мощными научным и проектным подразделениями с современными технической и интеллектуальной базой, позволяющими выполнять проекты по шумозащите любой сложности от идеи до воплощения. В своей деятельности мы опираемся на лучшие традиции, сочетая их с передовыми технологиями и стараемся сделать наш окружающий мир тише."*

**Александр Шашурин**  
Генеральный директор



## Балтийский государственный технический университет "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф.Устинова

Балтийский государственный технический университет "ВОЕНМЕХ" является ярким представителем инженерной школы России, сумевшим сохранить и приумножить достижения отечественного и мирового инженерно-технического образования.

ВУЗ был образован приказом по Народному Комиссариату тяжелой промышленности СССР от 26 февраля 1932 г. № 109 как Ленинградский военно-механический институт. Здесь осуществлялась подготовка рабочих средней квалификации с инженерным образованием, углубленным в узкую заводскую специальность (механиков и теплотехников).

БГТУ "ВОЕНМЕХ" сегодня — это почти 2000 преподавателей и работников учебно-вспомогательного персонала, более 5000 студентов.

Традиции "ВОЕНМЕХ" и продолжающееся тесное сотрудничество с высокотехнологичными предприятиями позволяют успешно вести подготовку инженеров, бакалавров и магистров для ведущих предприятий оборонно-промышленного комплекса. БГТУ "ВОЕНМЕХ" — участник многих региональных и городских программ по целевой подготовке, закреплению и переподготовке кадров для промышленного производства, в том числе авиационно-космических и электронно-приборостроительных предприятий страны.

**Ректор БГТУ:** Иванов Константин Михайлович, доктор технических наук, профессор.

### Кафедра "Экология и производственная безопасность"

Иванов Николай Игоревич — профессор кафедры "Экология и производственная безопасность" Балтийского государственного технического университета "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова, председатель диссертационного совета, доктор технических наук, профессор, заслуженный деятель науки Российской Федерации. Автор свыше 400 научных трудов, в том числе около 10 учебников, справочников и монографий. Основные результаты научных исследований докладывал на международных конгрессах в Австралии, Австрии, Венгрии, Германии, Дании, Италии, Канаде, Китае, Нидерландах, Польше, Португалии, США, Финляндии, Швейцарии, Швеции и других странах.

Кафедра подготавливает специалистов по направлениям:

**Бакалавр** - Безопасность технологических процессов и производств

**Магистр** - Инженерная защита окружающей среды

**Диссертационный совет Д 212.010.01**

01.04.06 - Акустика

05.26.01 - Охрана труда (в машиностроении)

В диссертационном совете по специальности "Акустика" защищено 15 кандидатских диссертаций, 4 докторских, по специальности "Охрана труда" — 2 кандидатских и 2 докторских диссертаций.

Одной из ценностей кафедры является Международная акустическая библиотека им. Сэра Джеймса Лайтхила, которая была образована в 1998 году и насчитывает свыше 5000 единиц хранения в виде журналов, книг, справочников, трудов конгресса.

# Сетевой Научный Журнал "Noise Theory and Practice"

ООО "ИАК"

при БГТУ "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова



## Главная цель

Главная цель сетевого научного Журнала "Noise Theory and Practice" – способствовать развитию виброакустики (наука о шуме и вибрации).

## Основные задачи

Основными задачами Журнала являются:

- отражение последних достижений в теории и практике борьбы с шумом и вибрацией;
- отражение результатов научно-исследовательских работ по изучению процессов шумообразования, распространения звука и вибрации;
- отражение результатов разработки средств шумо- и виброзащиты, а также результатов иных работ, проводимых в области виброакустики, и выполняемых научными сотрудниками ВУЗов и иных организаций;
- предоставление сведений о планируемых конференциях, семинарах, проводимых в России и других странах;
- предоставление архивных материалов трудов научных конференций, посвященных виброакустике.

## Научное цитирование Журнала

Журнал является общедоступным для чтения неограниченным числом пользователей.

Материалы Журнала индексируют в наукометрических базах Российского Индекса Научного Цитирования (РИНЦ), Google Scholar. Журнал включен в научные электронные библиотеки "КиберЛенинка", Соционет, CiteFactor, ROAD.

С 21 ноября 2019 г. Журнал "Noise Theory and Practice" включен в ПЕРЕЧЕНЬ рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук, на соискание ученой степени доктора наук (п. 42).

ООО"ИАК"  
г. Санкт-Петербург  
2021