

ISSN 2412-8627

Vol. 10 No. 1

# Noise

## Theory and Practice

Scientific Journal



I  
2024

Acoustic Design Institute

# 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

Тюрина Наталья Васильевна



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

## Члены редакционной коллегии

Шашурин Александр Евгеньевич



Проректор по образовательной деятельности и цифровизации, профессор, заведующий кафедрой "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)

Буторина Марина Вадимовна



Доктор технических наук, профессор кафедры «Экология и производственная безопасность», начальник международного управления Балтийского государственного технического университета «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова (г. Санкт-Петербург, 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)

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)

Пименов Игорь Константинович



Кандидат технических наук, старший научный сотрудник, заведующий кафедрой «Гидрофизических средств поиска» Санкт-Петербургского государственного морского технического университета (СПбГМТУ) (г. Санкт-Петербург, РФ)

Тупов Владимир Борисович



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

Цукерников Илья Евсеевич



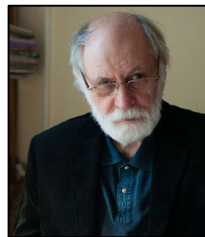
Доктор технических наук, профессор, главный научный сотрудник Научно-исследовательского института строительной физики, профессор Московского государственного университета печати имени Ивана Федорова (г. Москва, РФ)

**Рассошенко Юлия Сергеевна**



Кандидат технических наук  
(г. Санкт-Петербург, РФ)

**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)

**Элькин Юрий Иосифович**



Доктор технических наук,  
профессор кафедры  
«Техносферная безопасность»  
Московского  
автомобильно-дорожного  
государственного технического  
университета (МАДИ)  
(г. Москва, РФ)

**Вельбель Александр Мотьявич**



Начальник акустического стенда  
научно-исследовательской  
лаборатории ООО "Арктос"  
(г. Санкт-Петербург, РФ)

**Элеонора Карлетти**



Директор Института  
сельскохозяйственной и  
землеройнотранспортных машин  
(IMAMOTER-CNR), руководитель  
исследовательской группы  
IMAMOTER  
(г. Феррара, Италия)

**Серджио Луцци**



Профессор и лектор в Университете  
Флоренции, руководитель курса  
"Акустика и контроль транспортного  
шума" в UNISER  
(г. Флоренция, Италия)

**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 компании Caterpillar  
(г. Пеория, США)

## 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

Natalya Tyurina



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 (St. Petersburg, Russia)

## Members of the Editorial Board

Aleksandr Shashurin



Vice-Rector for Educational Activities and Digitalization, Professor, Head 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)

Marina Butorina



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

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)

Igor Pimenov



Candidate of Technical Sciences, Senior Researcher, Head of the Department of Hydrophysical Search Tools, St. Petersburg State Marine Technical University (SPbGMTU) (St. Petersburg, Russian Federation)

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



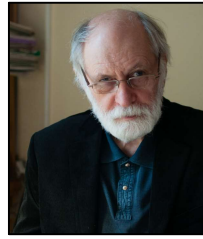
Doctor of Engineering Science, Professor, Chief Researcher at the Research Institute of Construction Physics, Professor of the Moscow State University of Printing Arts named after Ivan Fyodorov (Moscow, Russia)

**Iuliia Rassoshenko**



Ph.D. of Engineering Science  
(St. Petersburg, Russia)

**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)

**Yuri Elkin**



Doctor of Engineering Science,  
Professor of the Department of  
Technosphere Safety, Moscow  
Automobile and Road Construction  
State Technical University (MADI),  
(Moscow, Russia)

**Alexander Velbel**



Head of the acoustic stand of the  
research laboratory of Arktos LLC  
(St. Petersburg, Russian Federation)

**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)

**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)

**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 теории транспортной акустики в России -  
Иванов Николай Игоревич

"Noise Theory and Practice" посвящен фундаментальным проблемам в области виброакустики 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, Наб. Обводного канала, д. 138, к 7, Литера А, пом. 11-Н, офис 2-2А  
+7 (812) 495-77-97

www.noisetp.com  
e-mail: secretary@noisetp.com

**Ответственный секретарь**

Храпко Н. Н.

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

**Свидетельство**

ЭЛ № ФС 77-74057

## Содержание

**Федин К.В., Лукьянова А.Л., Скоробогатько А.В.** РУС  
Диагностика технического состояния производственного здания в г. Белово (Кемеровская область) по стоячим волнам  
стр. 7-17

**Матасова О.Ю., Комкин А.И., Быков А.И.** РУС  
Особенности расчета элементов глушителей шума при наличии потока  
стр. 18-28

**Мурзинов В.Л., Мурзинов П.В., Мурзинов Ю.В., Кочерженко Д.В.** РУС  
Акустический метод диагностирования механических систем  
стр. 29-37

**Кедрова Е.И.** РУС  
Модель виброакустической динамики подающих валков приводных роликовых конвейеров  
стр. 38-45

**Богданова А.М., Курченко П.С., Фиев К.П.** РУС  
Экспериментальные исследования уровней звукового давления колес легкового автомобиля для диагностики повреждения колес по акустическим сигналам  
стр. 46-58

**Ахатов А.Р., Буторина М.В., Тюрина Н.В.** РУС  
Особенности нормирования и контроля шума в Республике Узбекистан  
стр. 59-68

**Самофалова А.С., Асминин В.Ф., Сазонова С.А.** АНГЛ  
Демпфирование дискретными резиновыми вставками вибродемпфирующих тонкостенных металлических конструкций  
стр. 69-81

**Асминин В.Ф., Дружинина Е.В., Сазонова С.А.** АНГЛ  
Оценка звукоизолирующих свойств облегченной панели с внутренней ромбовидной структурой на основе компьютерного моделирования процесса прохождения и поглощения в ней звуковой энергии  
стр. 82-96

**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**

Bldg. 7'A', 138 Obvodny Canal emb., office 11-N, room 2-2

+7 (812) 495-77-97

www.noisetp.com

e-mail: secretary@noisetp.com

**Executive Secretary**

Khrapko Natalya

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>Fedin K.V., Lukyanova A.L., Skorobogatko A.V.</b>	RUS
Diagnostics of the technical condition of an industrial building in Belovo (Kemerovo region) by standing waves pp. 7-17	
<b>Matasova O.Yu., Komkin A.I., Bykov A.I.</b>	RUS
Features of calculation of reactive mufflers in the presence of a flow pp. 18-28	
<b>Murzinov V.L., Murzinov P.V., Murzinov Yu.V., Kocherzhenko D.V.</b>	RUS
Acoustic method of diagnosing mechanical systems pp. 29-37	
<b>Kedrova E.I.</b>	RUS
A model of vibroacoustic dynamics of roller conveying rollers of drive roller conveyors pp. 38-45	
<b>Bogdanova A.M., Kurchenko P.S., Fiev K.P.</b>	RUS
Experimental study of sound pressure levels emitted by wheels of a passenger car to determine wheels damage using acoustic signals pp. 46-58	
<b>Akhatov A.R., Butorina M.V., Tyurina N.V.</b>	RUS
Features of noise regulation and control in the Republic of Uzbekistan pp. 59-68	
<b>Samofalova A.S., Asminin V.F., Sazonova S.A.</b>	ENG
Damping of vibration-damping thin-walled steel structures with discrete rubber inserts pp. 69-81	
<b>Asminin V.F., Druzhinina E.V., Sazonova S.A.</b>	ENG
Evaluation of the sound insulation properties of a lightweight panel with an internal diamond-shaped structure based on computer modeling of the process of passage and absorption of sound energy in it pp. 82-96	

УДК: 550.834  
OECD: 01.05.LE

## Диагностика технического состояния производственного здания в г. Белово (Кемеровская область) по стоячим волнам

Федин К.В.<sup>1</sup>, Лукьянова А.Л.<sup>2\*</sup>, Скоробогатко А.В.<sup>3</sup>

<sup>1</sup> К.т.н., старший научный сотрудник, <sup>2,3</sup> Инженер

<sup>1,2,3</sup> Институт нефтегазовой геологии и геофизики им. А.А. Трофимука Сибирского отделения Российской академии наук (ИНГГ СО РАН), Новосибирск, РФ

### Аннотация

В данной статье рассматривается возможность применения пассивного сейсмического метода, основанного на выделении стоячих волн, и метода простукивания для оценки состояния сооружений. Были определены длины и тип закрепления свай (висячая/стойка), локализованы скрытые дефекты, дана оценка остаточного ресурса сооружения по собственным колебаниям и оценена обводненность грунтов. Измерения проводились как в самом сооружении, так и на грунте около здания. По полученным данным были построены карты амплитудного распределения для каждого этажа здания. Приведены карты распределения коэффициента Пуассона. В результате выявлены три аномальные зоны в сооружении, установлено место расположения одной висячей сваи и определено направление движения грунтовых вод. Даны рекомендации по проведению комплекса укрепительных работ.

**Ключевые слова:** пассивный сейсмический метод, стоячие волны, инженерная сейсмика, сейсмостойкость, неразрушающие методы.

## *Diagnostics of the technical condition of an industrial building in Belovo (Kemerovo region) by standing waves*

*Fedin K.V.<sup>1</sup>, Lukyanova A.L.<sup>2\*</sup>, Skorobogatko A.V.<sup>3</sup>*

*<sup>1</sup> PhD, Senior research scientist, <sup>2,3</sup> Engineer*

*<sup>1,2,3</sup> Trofimuk Institute of Petroleum Geology and Geophysics of Siberian Branch Russian Academy of Sciences (IPGG SB RAS), Novosibirsk, Russia*

### **Abstract**

*This article discusses the possibility of using a passive seismic method based on the allocation of standing waves and the tapping method to assess the condition of structures. The lengths and type of fixing of piles (hanging/bearing) were determined, hidden defects were localized, the residual resource of the structure was estimated by its own vibrations and the water content of the soils was estimated. Measurements were carried out both in the structure itself and on the ground near the building. Based on the data obtained, amplitude distribution maps were constructed for each floor of the building. Maps of the distribution of the Poisson's ratio are given. As a result, three anomalous zones in the structure were identified, the location of one hanging pile was established and the direction of groundwater movement was determined. Recommendations on carrying out the necessary measures for strengthening works are given.*

**Keywords:** *passive seismic method, standing waves, engineering seismic, seismic resistance, non-destructive methods.*

---

\*E-mail: LukyanovaAL@ipgg.sbras.ru (Лукьянова А.Л.)



## Введение

В инженерной сейсмике широкое применение нашли исследования, основанные на изучении стоячих волн. Такие исследования позволяют изучать объекты различного масштаба [1, 2]. Так, при обследовании зданий и сооружений по стоячим волнам, можно определить их техническое состояние. Для возбуждения сейсмических колебаний в исследуемых объектах используют, преимущественно, искусственные источники, осуществляющие механическое воздействие на геологическую среду, что позволяет определять динамические характеристики конструкций [3], но требует создания идентичного воздействующего сигнала, значительных временных и материальных затрат.

В последние годы набирают популярность исследования собственных колебаний зданий и сооружений с использованием записей микросейсм. Несмотря на распространенность подобных исследований, на данный момент опубликовано не так много статей, посвященных анализу реальных объектов.

## 1. Объект и методы исследования

В качестве объекта исследования в данной работе рассматривается промышленное сооружение (рис. 1), расположенное в г. Белово (Кемеровская область). Эксперименты проводились в летний период года.



Рис. 1. Промышленный объект, на котором проводилось исследование

Для исследования собственных колебаний свай здания и приповерхностных грунтов применялся метод, основанный на выделении стоячих волн из сейсмоакустических шумов.

Суть метода сводится к накоплению большого числа амплитудных спектров шумовых записей, в результате чего на осредненных (или накопленных) спектрах появляются регулярные последовательности пиков, соответствующие семействам стоячих волн разных типов.

Цели применения пассивной сейсморазведки, основанной на стоячих волнах:

1. Определение длины и типа свай (висячая или стойка);
2. Локализация скрытых дефектов;
3. Оценка остаточного ресурса сооружения;
4. Оценка обводненности грунтов по коэффициенту Пуассона.

Данный метод неоднократно [4-6] применялся ранее при физическом моделировании стоячих волн в различных объектах и был успешно опробован на натуральных экспериментах [5, 7-10].

Алгоритм выделения стоячих волн из микросейсм:

1. Регистрация шумовых записей на исследуемом объекте для выделения в них стоячих волн с использованием геофонов: несколько перемещаемых и одного опорного (неперемещаемого) датчика;
2. Нормировка уровня шумов перемещаемых датчиков на уровень опорного для каждого измерения;
3. Разбиение шумовых записей на блоки по 50 секунд;
4. Преобразование Фурье для каждого блока и усреднение полученных амплитудных спектров путем их суммирования;
5. Выделения амплитуды собственного колебания из амплитудных спектров;
6. Построение карт амплитудно-частотного распределения на исследуемой площади или профиле.

Частотно-амплитудное распределение строилось методом триангуляции с линейной интерполяцией.

При выборе аппаратуры для регистрации сейсмических сигналов необходимо учитывать отсутствие внешнего источника колебаний. Поэтому необходимо использовать аппаратуру, отличающуюся отсутствием или низким уровнем собственных шумов, которые могут накапливаться в процессе регистрации.

В результате сравнения существующей регистрирующей аппаратуры [11], для проведения эксперимента были выбраны трехкомпонентные сейсмоприемники высокой чувствительности GS-ONE LF и регистраторы сейсмических сигналов D-REG (рис. 2а). Длительность непрерывной записи в каждой точке наблюдения составляла 2 минуты (если запись проводится больше двух минут, то спектр не меняется).

Определение скрытых в грунте дефектов свай производилось методом простукивания. Для проведения измерений был использован прибор Спектр 4.3 (НПП Интерприбор) (рис. 2б), принцип работы которого основан на свойстве акустической волны отражаться от границ раздела сред с различным акустическим импедансом [12].

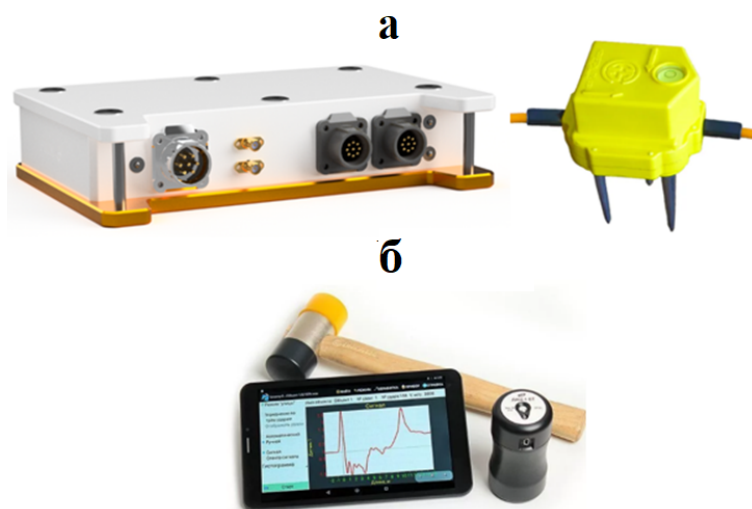


Рис. 2. Измерительное оборудование, состоящее из регистраторов сейсмических сигналов D-REG (слева) и геофонов GS-ONE DA (справа) (а); Устройство для диагностики свай Спектр 4.3 (б)

Цели использования активной сейсморазведки (метода простукивания):

1. Определение длины свай;
2. Определение скрытых дефектов свай;
3. Определение типа закрепления свай (висячая/стойка).

## 2. Обоснование применяемой методики

В основе применяемого в данной работе метода диагностики технического состояния зданий и сооружений лежит предположение о том, что в пространстве между земной поверхностью и ближайшей к ней резкой границей (верхней поверхностью полости, подошвой зоны малых скоростей (ЗМС)) могут возникать стоячие волны на собственных частотах слоя грунта, выделяемые из шумового поля. Кроме того, спектр сейсмоакустических шумов (микросейсм) содержит частотные составляющие, соответствующие этим собственным частотам. Накапливая амплитудные спектры относительно коротких фрагментов шумовых записей, на осредненном спектре можно выделять регулярные пики, соответствующие стоячим волнам. Показателем того, что это именно стоячие волны, является регулярный характер этих пиков.

Для стоячих волн вертикального сжатия-растяжения, образующихся над свободной верхней границей полости, как на ней, так и на измеряемой поверхности должны наблюдаться пучности этих волн, а их частоты кратны частоте низшей моды:

$$f_n = \frac{nV_p}{2h}, \quad (1)$$

где  $n$  – номер моды стоячих волн,  $V_p$  – скорость продольных волн (м/с),  $h$  – расстояние от верхней границы полости до поверхности (м).

Если же стоячие волны формируются в более плотной среде, то на ее нижней границе с жесткими породами образуются узлы стоячих волн и частоты последних равны нечетным числам частоты низшей моды:

$$f_n = \frac{(2n-1)V_p}{4h}, \quad (2)$$

где  $h$  – глубина до подошвы ЗМС (м).

В обоих случаях интервал между соседними собственными частотами  $\Delta f = (f_{n+1} - f_n)$  равен  $\frac{V_p}{2h}$ , то есть частоте низшей моды  $f_1$  над полостью или менее жестким грунтом (1), или удвоенной частоте низшей моды  $f_1$  над более жестким основанием (2).

Таким образом, если на каком-либо участке местности распределение регулярных пиков осредненных амплитудных спектров на оси частот соответствует формуле (1), то это свидетельствует о наличии в таком месте подземной полости или иного включения с существенно пониженной относительно вмещающей среды скоростью.

Поскольку в исследуемом здании свайный фундамент, то свойства изгибных стоячих волн могут быть использованы для выявления потери их устойчивости. Если свая теряет устойчивость (например, когда отсутствует опора с одного торца сваи) по вертикали наблюдается частотно-амплитудная зависимость согласно формуле (2). Если же торцы сваи закреплены жестко, то по горизонтальной составляющей квазирегулярное распределение наблюдаться не будет, в то время как по вертикали прослеживается частотно-амплитудная зависимость согласно формуле (1).

## 3. Обработка данных

На рисунке 3 приведены результаты амплитудных спектров. На рисунке За резких пиков не наблюдается, а значит они не имеют сдвиговую компоненту, в то время

как на рисунке 3б можно наблюдать квазирегулярные пики, указывающие на потерю устойчивости сваи.

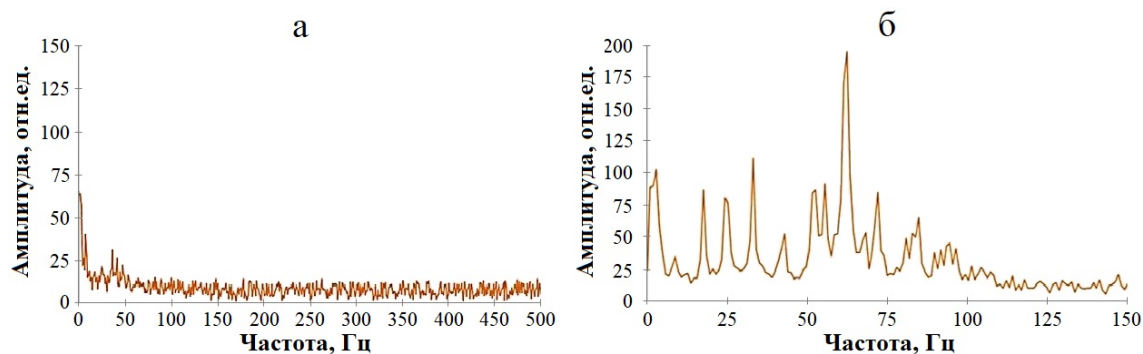


Рис. 3. Пример амплитудных спектров стоячих волн в устойчивых (а) и неустойчивых (б) сваях

Длины свай определялись методом простукивания, то есть акустическая волна возбуждалась в свае с помощью удара. Специальным молотком осуществлялся удар по торцу сваи, после чего волна распространялась по стволу сваи с определенной скоростью, отражаясь от границы раздела сред (бетон - грунт, бетон - инородное включение, трещина, полость и т.д.). Отраженная волна возвращалась к верхней части сваи и регистрировалась датчиком, установленным на торце сваи вблизи места нанесения удара. Акселерометр фиксировал сигнал, после чего сигнал оцифровывался и передавался на компьютер. Затем измерялся временной интервал между моментом удара и приходом отраженной волны на датчик. Таким образом, определение длины сваи сводится к формуле 3:

$$H = \frac{V \Delta t}{2}, \quad (3)$$

где  $V$  – скорость распространения волны в свае (для железобетонных свай  $V = 4500$  м/с), м/с;  $\Delta t$  – временной интервал (с).

Измерения данным методом показали, что все сваи имеют длину порядка 12 метров, однако в одной из свай жесткое закрепление отсутствует (разуплотнение сваи с грунтом, отсутствует опора с торца сваи), то есть она является висячей.

При проведении площадной съемки использовались четыре датчика: три перемещаемых и один опорный (находится статично в одной точке). С помощью поочередно перемещаемых датчиков покрывается вся исследуемая площадь. Опорный датчик необходим для нормировки уровня шума перемещаемых датчиков. Стоит отметить, что существуют и альтернативные варианты подобных исследований, например, с использованием большего количества регистраторов. Тогда измерения можно проводить еще быстрее, но данный вариант является более затратным и громоздким.

На рисунке 4 изображена схема установки датчиков на первом этаже здания.

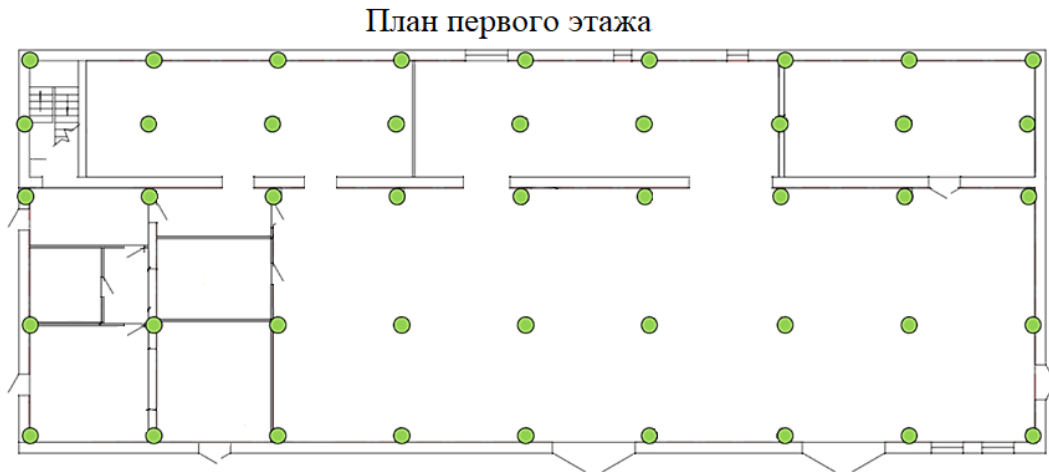


Рис. 4. Схема установки датчиков на первом этаже здания. Датчики обозначены зеленым цветом

По компоненте  $Z$  была определена собственная частота первой моды колебаний (рисунок 5), равная 2,68 Гц.

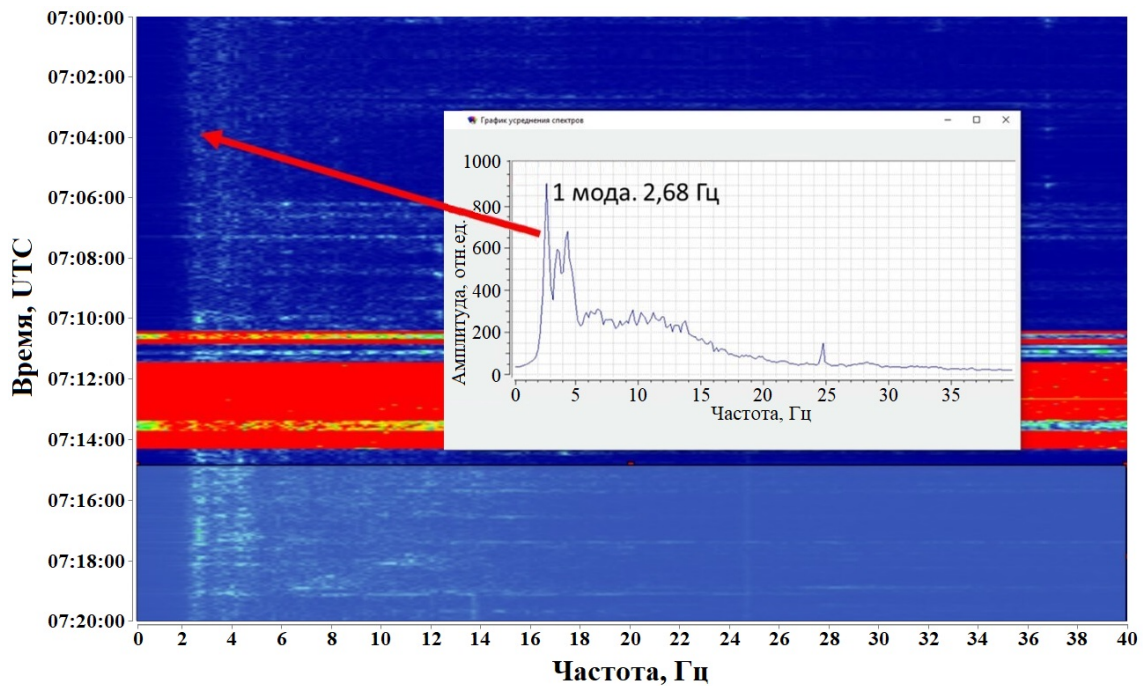


Рис. 5. Спектрограмма, компонента  $Z$ . Стрелкой показана первая мода

Ниже приводится амплитудное распределение по сумме трех компонент ( $X$ ,  $Y$ ,  $Z$ ) на первом этаже здания (рис. 6).

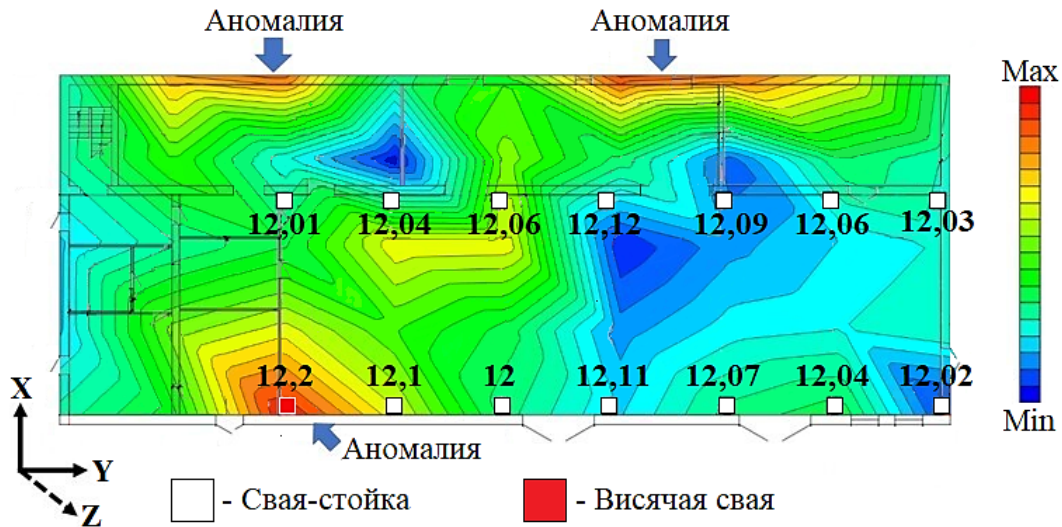


Рис. 6. Площадная съемка. Амплитудное распределение по сумме трех компонент (X, Y, Z) на первом этаже здания. Цифрами обозначены длины свай

Также была проведена съемка второго этажа. На рисунке 7 приведено амплитудное распределение по сумме трех компонент (X, Y, Z) второго этажа здания. Поскольку часть здания имеет потолки высотой в два этажа, на карте амплитудного распределения второго этажа (рис. 7) данная часть отсутствует.

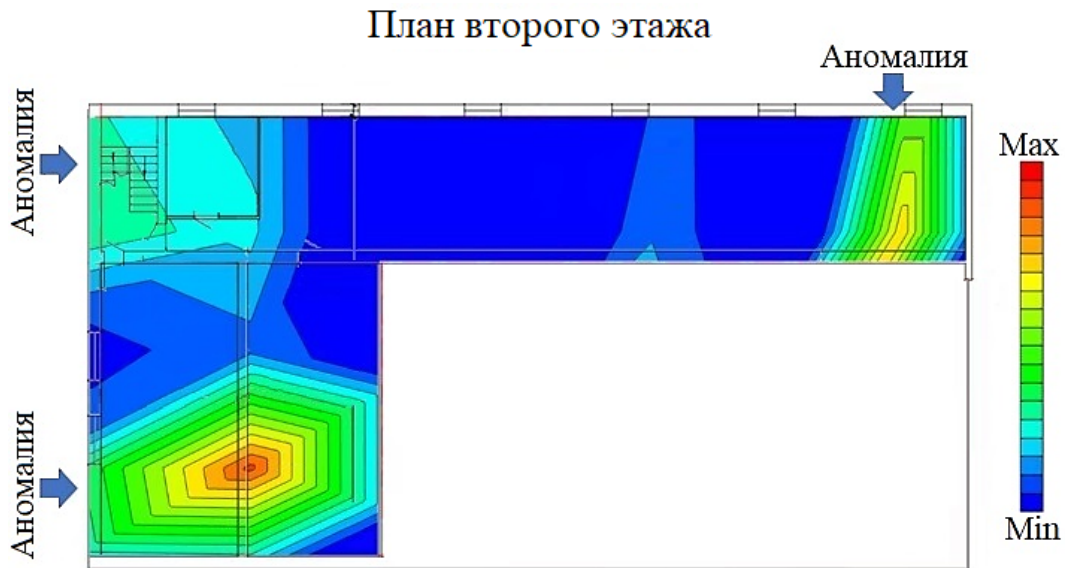


Рис. 7. Площадная съемка. Амплитудное распределение по сумме трех компонент (X, Y, Z) на втором этаже здания

Измерения проводились как внутри здания, так и на территории вокруг него. На рисунке 8 приведена карта распределения коэффициента Пуассона (отношения продольных колебаний к поперечным) приповерхностных грунтов на территории вокруг здания.

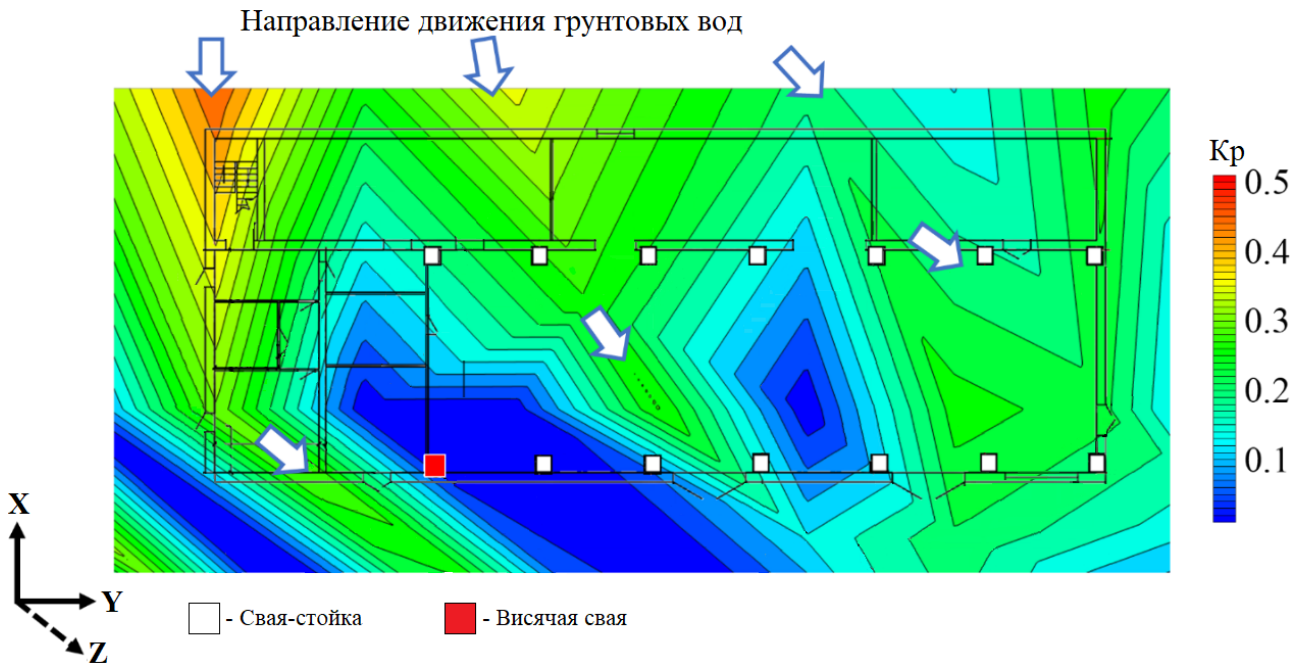


Рис. 8. Карта распределения коэффициента Пуассона приповерхностных грунтов на территории вокруг здания

#### 4. Интерпретация данных

По результатам обработки данных были обнаружены три аномальные зоны амплитудного распределения колебаний первой моды по сумме трех ( $X$ ,  $Y$ ,  $Z$ ) компонент (наглядно видно на рисунках 6 и 7) в околосвайном пространстве, которые хорошо прослеживаются и по карте распределения коэффициента Пуассона (отношения поперечных колебаний к продольным) на прилегающей к зданию территории (рис. 8).

На картах прослеживается аномальная зона, расположенная в нижней левой части фундамента (рис. 6, 7), проявляющаяся резким повышением амплитуд колебаний. Изучение характера закрепления сваи, принадлежащей к данной части здания показало, что свая не имеет жесткого закрепления, то есть является висячей, что подтверждается наличием повышением амплитудного распределения на основании около данной сваи.

Так же прослеживаются аномалии в верхней части здания и в зоне лестницы (верхний левый угол). На карте распределения коэффициента Пуассона видно, что данная часть подполья и грунта находится в воде (об этом свидетельствует увеличение значения коэффициента Пуассона до 0.5). Кроме того, на карте видно направление грунтовых вод, размывающих основание фундамента пристройки здания.

В верхней части здания присутствует еще одна аномалия, прослеживаемая на рисунках 6, 7. В данных местах с внутренней стороны помещения наглядно наблюдаются трещины, идущие со второго на первый этаж (рисунок 9).



Рис. 9. Трещина на втором этаже здания

### Заключение

Методом простукивания были определены длины свай (порядка 12 м) и их скрытые дефекты. Была определена одна висячая свая (разуплотнение свай с грунтом, отсутствует опора с торца свай), под которой следует выполнить цементную инъекцию после проведения работ по водоотведению.

Поскольку фундамент стоит на глинистом грунте (о чем свидетельствует карта распределения коэффициента Пуассона), а его часть находится в воде, то весной и осенью ожидается движение грунта (ранее весной происходили основные подвижки), что, вероятно, ухудшит ситуацию в аномальных зонах. Рекомендуется проведение работ по водоотведению (дренаж).

Остаточный ресурс здания по собственным колебаниям составляет 83% [13], что означает, что его еще можно эксплуатировать при условии проведения своевременного комплекса укрепительных работ.

### Список литературы

1. Ахтямов, А. М. Идентификация неупругих видов закреплений трубопроводов / А. М. Ахтямов, В. Р. Шагиев // Вестник Башкирского университета. – 2016. – Т. 21, № 1. – С. 21-26.
2. Еманов, А. Ф. Когерентное восстановление полей стоячих волн как основа детального сейсмологического обследования инженерных сооружений / А. Ф. Еманов, В. С. Селезнев, А. А. Бах // Сейсмостойкое строительство. Безопасность сооружений. – 2007. – № 3. – С. 20–24.
3. Аппаратно-программный диагностический комплекс «Стрела-П» | ЦИЭКС : сайт. – URL: <http://www.esrc.ru/III/strela?ysclid=lm8v33iy9b333896847> (дата обращения: 12.12.2023)



4. Колесников, Ю. И. Обнаружение подземных пустот по микросейсам: физическое моделирование / Ю. И. Колесников, К. В. Федин // Технологии сейсморазведки. – 2015. – № 4. – С. 89–96.
5. Колесников, Ю. И. Применение пассивного метода стоячих волн в инженерной сейсмике: физическое моделирование и натурный эксперимент / Ю. И. Колесников, К. В. Федин // Технологии сейсморазведки. – 2016. – № 2. – С. 83–91.
6. Kolesnikov Yu.I., Fedin K.V. Detecting underground cavities using microtremor data: physical modelling and field experiment // Geophysical Prospecting. – 2018. – Vol. 66. – No. 2. – P. 342–353.
7. Fedin K. V. Assessment of the technical condition of the Sukhumi Lighthouse, Abkhazia using passive seismic standing waves method / K. V. Fedin, D. A. Pechenegov, Y. I. Kolesnikov [et al.] // Structures. – 2023. – Vol. 55. – P. 2053-2059.
8. Fedin K. V. Assessment of the technical condition of bridges and their ground foundations using the electrical resistivity tomography and the passive seismic standing wave method / K. V. Fedin, V. V. Olenchenko, P. S. Osipova [et al.] // Journal of Applied Geophysics. – 2023. – Vol. 217. – P. 105188.
9. Diagnostics of the Stability of the Palace of Metallurgists of Novokuznetsk / K.V. Fedin, E.E. Kosyakina, A.A. Gritsenko [et al.] // Processes in GeoMedia. – 2023. – Vol. Springer. – P. 61-72.
10. Гриценко А. А. Динамический мониторинг свайных сооружений на примере Дворца культуры г. Норильска / А. А. Гриценко, К. В. Федин, П. В. Громько // Процессы в геосредах. – 2022. – № 3. – С. 1734-1742.
11. Епонешникова, А. Ю. Обоснование выбора регистрирующей аппаратуры для задач сейсмического мониторинга / А. Ю. Епонешникова // Материалы V Всероссийской молодежной научно-практической школы-конференции (Геологический полигон "Шира", Республика Хакасия, Россия, 30 июля - 5 августа 2018 г.). – Хакасия, 2018. – С. 35-37.
12. СПЕКТР-4.3. Прибор диагностики свай. Руководство по эксплуатации НКПП. 408464.100РЭ. – Челябинск, 2023. – 40 с.
13. ГОСТ 34081-2017. Здания и сооружения. Определение параметров основного тона собственных колебаний : дата введения 2017-11-01. – Москва : Стандартинформ, 2017. – 15 с.

## References

1. Akhtyamov, A. M. Identification of inelastic types of pipeline anchoring / A. M. Akhtyamov, B. P. Shagiev // Bulletin of Bashkir University. – 2016. – Vol. 21, No. 1. – P. 21-26.
2. Emanov, A. F. Coherent reconstruction of standing wave fields as the basis for a detailed seismological survey of engineering structures / A. F. Emanov, V. S. Seleznev, A. A. Bakh // Earthquake-resistant construction. Safety of structures. – 2007. – No. 3. – P. 20–24.
3. Strela-P hardware and software diagnostic complex – URL: <http://www.esrc.ru/III/strela?ysclid=lm8v33iy9b333896847> (date of the application 12.12.2023).
4. Kolesnikov, Y. I. Detection of underground voids by microseisms: physical modeling / Y. I. Kolesnikov, K. V. Fedin // Seismic exploration technologies. – 2015. – No. 4. – P. 89–96.
5. Kolesnikov, Y. I. Application of the passive method of standing waves in engineering seismics: physical modeling and field experiment / Y. I. Kolesnikov, K. V. Fedin // Seismic exploration technologies. – 2016. – No. 2. – P. 83–91.

6. Kolesnikov Yu.I., Fedin K.V. Detecting underground cavities using microtremor data: physical modelling and field experiment // *Geophysical Prospecting*. – 2018. – Vol. 66. – No. 2. – P. 342–353.
7. Fedin K. V. Assessment of the technical condition of the Sukhumi Lighthouse, Abkhazia using passive seismic standing waves method / K. V. Fedin, D. A. Pechenegov, Y. I. Kolesnikov [et al.] // *Structures*. – 2023. – Vol. 55. – P. 2053-2059.
8. Fedin K. V. Assessment of the technical condition of bridges and their ground foundations using the electrical resistivity tomography and the passive seismic standing wave method / K. V. Fedin, V. V. Olenchenko, P. S. Osipova [et al.] // *Journal of Applied Geophysics*. – 2023. – Vol. 217. – P. 105188.
9. Diagnostics of the Stability of the Palace of Metallurgists of Novokuznetsk / K.V. Fedin, E.E. Kosyakina, A.A. Gritsenko [et al.] // *Processes in GeoMedia*. – 2023. – Vol. Springer. – P. 61-72.
10. Gritsenko A. A. Dynamic monitoring of pile structures on the example of the Palace of Culture of Norilsk / A. A. Gritsenko, K. V. Fedin, P. V. Gromyko // *Processes in GeoMedia*. – 2022. – No. 3. – P. 1734-1742.
11. Eponeshnikova, A. Y. Justification of the choice of recording equipment for seismic monitoring tasks / A. Y. Eponeshnikova // *Materials of the V All-Russian Youth Scientific and Practical school-conference (Shira Geological Polygon, Republic of Khakassia, Russia, July 30 - August 5, 2018.)*. – Khakassia, 2018. – P. 35-37.
12. SPECTRUM -4.3. A pile diagnostic device. User Manual. – Chelyabinsk, 2023. – 40 p.
13. State Standard 34081-2017. Buildings and structures. Determination of the parameters of the fundamental tone of natural vibrations : date of introduction 2017-11-01. – Moscow : Standartinform, 2017. – 15 p.

УДК: 534.83  
OECD: 01.03.AA

## Особенности расчета элементов глушителей шума при наличии потока

Матасова О.Ю.<sup>1\*</sup>, Комкин А.И.<sup>2</sup>, Быков А.И.<sup>3</sup>

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

<sup>1,2,3</sup> Кафедра «Экология и промышленная безопасность»

<sup>1,2</sup> Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана,  
г. Москва, РФ

<sup>3</sup> Национальный исследовательский университет «МЭИ», г. Москва, РФ

### Аннотация

Проведен анализ работ по использованию численных расчетов реактивных глушителей шума при наличии потока, которые проводились в программных комплексах ANSYS Fluent, OpenFOAM, COMSOL Multiphysics. Проанализировано влияние моделей турбулентного потока (RANS, LES) на результаты численных расчетов. Рассмотрены особенности моделирования методом конечных элементов реактивных глушителей с потоком в программной среде COMSOL Multiphysics, касающиеся задания граничных условий и разбиения расчётной области на конечные элементы. Приведены примеры применения RANS модели для расчета акустических характеристик типовых реактивных глушителей шума, в качестве которых была рассмотрена простая камера расширения, а также камера расширения с вдвинутым внутрь камеры патрубком, образующим четвертьволновый резонатор. Поведена оценка влияния воздушного потока в глушителе на потери передачи реактивных глушителей.

**Ключевые слова:** МКЭ, глушители шума, моделирование, расчет, потери передачи.

### *Features of calculation of reactive mufflers in the presence of a flow*

*Matasova O.Yu.<sup>1\*</sup>, Komkin A.I.<sup>2</sup>, Bykov A.I.<sup>3</sup>*

*<sup>1</sup> Assistant, <sup>2</sup> DSc, Professor, <sup>3</sup> PhD, assistant professor*

*<sup>1,2,3</sup> Department of Ecology and Industrial Safety*

*<sup>1,2</sup> Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia*

*<sup>3</sup> National Research University 'Moscow Power Engineering Institute', Moscow, Russia*

### **Abstract**

*The analysis of works devoted to the use of numerical calculations of reactive noise mufflers in the presence of medium flow, which were carried out in the ANSYS Fluent, OpenFOAM, COMSOL Multiphysics software packages, is presented. The influence of turbulent flow models, Reynolds-averaged Navier–Stokes (RANS) and Large Eddy Simulation (LES), on the results of numerical calculations is analyzed. The features of finite element modeling of mufflers with medium flow in the COMSOL Multiphysics software environment are considered, regarding the settings of boundary conditions and the meshing of the computational domain into finite elements. Examples of using the RANS model to calculate the acoustic characteristics of typical reactive noise mufflers are given, for which cases of simple expansion chamber and an expansion chamber with an extended inlet pipe which forms a quarter-wave resonator were considered. An assessment of the influence of medium flow in the muffler on transmission losses of reactive mufflers is made.*

---

\*E-mail: matasovaoyu@bmstu.ru (Матасова О.Ю.)

**Keywords:** *finite element method, noise muffler, simulation, numerical calculation, transmission loss.*

## Введение

Шумовое загрязнение окружающей среды остается одним из наиболее актуальных проблем последних десятилетий в связи с ростом числа источников шума и технологического прогресса. В связи с усложнением технологических процессов и ростом их числа проектирование механических устройств требует строгого экологического нормирования, которое для снижения и контроля шума становится все более сложной задачей. Для осуществления контроля и ослабления шума в промышленности распространение звука в акустических устройствах остается актуальной темой исследований. В настоящий момент наибольшее число шумовых источников загрязнения в среде обитания современного человека является шум транспортных средств, в особенности впускная и выпускная системы автомобилей. Для снижения нагрузки шумового воздействия от данного типа источников шума на окружающую среду применяются различные глушители шума, способствующие снижению негативного воздействия и созданию комфортных условий жизни людей в современных городах. В настоящее время существует большое количество исследований по изучению акустических свойств различных элементов глушителей шума, включающих в себя экспериментальные и аналитические методы. Отличительной особенностью автомобильных глушителей шума является их работа в условиях высоких уровней звукового давления и при наличии высокотемпературного газового потока. Движение такого потока усложняет задачу и прогнозирование результатов эффективности проектируемых глушителей шума в связи с изменением скорости звука, а также с дополнительными потерями звуковой энергии на вязкость и трение в динамической газовой среде. Большая часть исследований, посвященных проектированию и расчету глушителей шума не уделяет должного внимания наличию газодинамического потока и его влиянию на эффективность снижения шума. Вместе с тем, как показали Альфредсон и Дэвис еще в 1970-1971 годах [1], при расчетах автомобильных глушителей шума можно использовать линейную акустическую теорию, но при этом поток в глушителе учитывать необходимо.

Изучением взаимодействия акустической волны и газодинамического потока занимаются с середины XX века, имеющим сложности в описании физических процессов. Требуются обширные знания в области акустики и гидрогазодинамики, на стыке которых и возникает основная сложность при решении рассматриваемой проблемы. Основная часть исследований, посвященных изучению влияния газодинамического потока на звуковую волну посвящена аналитическим методам [2-6]. Исследования, посвященные расчету типовых элементов глушителей шума с учетом газодинамического потока аналитическими методами в числе первых, проводилась М.Л. Муниалом [4-6]. В его работах рассматривался осредненный газодинамический поток, характеризующийся числом Маха  $M$ . В работах М.Л. Муниала и других авторов были математически описаны наиболее распространенные ( типовые ) элементы реактивных глушителей шума с учетом низкоскоростного осредненного потока ( $M \leq 0,1$ ) в терминах передаточных матриц. Метод передаточных матриц позволяет рассчитывать акустические характеристики и более сложных глушителей шума, если их конфигурацию можно представить в виде последовательного соединения типовых элементов. В качестве показателя эффективности снижения шума глушителями наиболее часто используется такая характеристика, как потери передачи  $TL$ , которая определяется через логарифм отношения звуковой мощности

падающей волны на входе глушителя  $W_{in}$  к звуковой мощности звуковой волны на выходе  $W_{out}$  из глушителя при наличии там согласованной (безэховой) нагрузки:

$$TL = 10 \lg \frac{W_{in}}{W_{out}}, \text{ дБ.}$$

В настоящее время уровень развития численного моделирования позволяет решать многие задачи технической акустики, в том числе и сложные междисциплинарные задачи, включающие взаимодействия акустической волны и газодинамического потока, которые ранее были не решаемыми. Возможность использования численных методов для решения подобных задач отмечалась уже давно, но стала возможной только сейчас, в связи с появлением мощной вычислительной техники и программных комплексов для решения мультифизических процессов, включающих комплексы вычислительной гидрогазодинамики (CFD) и вычислительной акустики, численные методы моделирования, основанные на методах конечных и граничных элементов, ставшие находить широкое применение в исследовательской практике [7-16]. Так в [7] авторы разрабатывали новый вычислительный модуль в программе OpenFOAM для исследования потерь передачи  $TL$  элемента глушителя при наличии потока. В процессе исследования они оценили эффективность разработанного вычислительного модуля на примере камеры расширения и сравнили результаты частотной характеристики  $TL$  с экспериментальными данными. Особенностью моделирования было проведение расчета с временной реализацией звукового сигнала, которое переводилось в частотную область с помощью преобразований Фурье (FFT). Похожий расчет проводился в [8] в программном комплексе ANSYS Fluent на примере перфорированного глушителя шума при наличии и отсутствии потока с реализацией во временной области, требующей значительных затрат вычислительных ресурсов, чем в частотной области. Далее аналогичным образом полученные результаты преобразовывались в частотную область и определялись потери передачи  $TL$  глушителя. Полученные авторами результаты численного расчета хорошо коррелируют с данными, полученными экспериментальным методом.

Целью настоящей научной работы является сравнение акустических характеристик камер расширения, простой и модифицированной четвертьволновым резонатором, в условиях наличия газодинамического потока среды различной скорости в программном комплексе COMSOL Multiphysics.

## 1. Моделирование потока среды численным методом

При проведении численных расчетов акустических характеристик элементов глушителей в условиях наличия потока проводящей среды методом конечных элементов (МКЭ) важную роль играет выбор математической модели турбулентности. На настоящий момент существует три основные газодинамические модели турбулентности, отличия в которых позволяют варьировать точностью и скоростью решения поставленной задачи.

Принципиально в моделировании турбулентного течения среды можно выделить две основные составляющие процесса: регулярное движение, оно как правило описывается осредненными по рассматриваемому сечению скоростями, и наложенного на него хаотично пульсирующего течения, которое и приводит к формированию нерегулярных флуктуаций. Замечательным математическим инструментом описания возникающих в потоке вихревых профилей в зависимости от характеристик потока являются уравнения Навье-Стокса, они и лежат в основе вышеупомянутых моделей.

Наиболее точным и в то же время наиболее затратным подходом, как с энергетической, так и с временной точки зрения, является прямое решение уравнений

Навье-Стокса (DNS – *Direct Numerical Simulation*). Неоспоримым преимуществом такого подхода является, конечно же, возможность просчитать распространение и диссипацию сравнительно малых вихрей на фоне крупных. Очевидно для эффективного использования такого способа описания турбулентности требуется очень подробное разбиение, что в наше время пока еще представляется существенной проблемой для современных компьютеров.

Исходя из необходимости снижения вычислительной нагрузки и возник следующий подход – метод больших вихрей (LES – *Large Eddy Simulation*). В данном подходе пренебрегают мелкими флуктуациями, что позволяет оптимизировать расчет и увеличить минимально необходимый размер сетки разбиения модели. Следует отметить, что общая точность расчета в рамках принятого допущения страдает не сильно, так что результаты, полученные при таком подходе, можно считать весьма точными. Тем не менее подобного рода расчеты требуют значительного времени и могут быть использованы только для расчета нестационарных течений в трехмерных решателях во временной области. На рисунке 1 представлена картина распределения скорости потока в камере расширения LES методом.

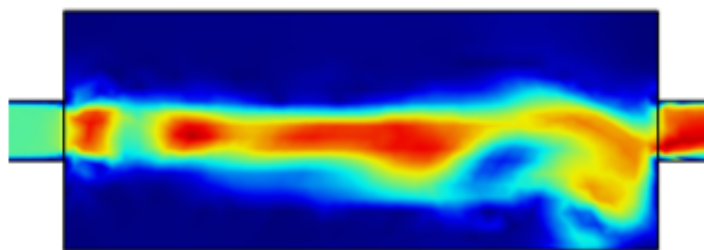


Рис. 1. Расчет распределения скорости потока в камере расширения LES методом

Подходом, который получил наибольшее распространение при решении задач турбулентных течений, является решение уравнений Навье-Стокса осредненных по Рейнольдсу (RANS – *Reynolds – averaged Navier – Stokes*). Его неоспоримым преимуществом и достоинством является возможность проведения расчета в условиях ограниченных вычислительных мощностей – жертвуя точностью можно обчислить достаточно масштабные задачи и, более того, получить решение в виде стационарной картины течений. Впрочем, это снижает точность численных результатов и к ним нужно относиться с осторожностью – в случае рассмотрения каналов сложной геометрии. Даже при использовании весьма подробных сеток можно получать существенные расхождения с экспериментами. В качестве примера ниже приведен результат расчета скорости течения среды в камере расширения методом RANS, рисунок 2. Здесь в отличие от расчета методом LES имеет место быть осесимметричная картина развития потока в канале, что является следствием упрощенного расчетного подхода в RANS методе.

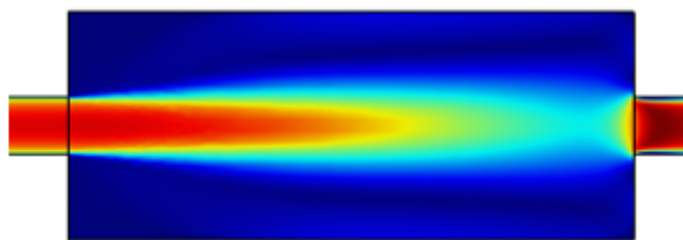


Рис. 2. Расчет распределения скорости потока в камере расширения RANS методом

В подтверждение вышесказанного можно привести в пример результаты полученные в [7]. Авторы работы рассчитывали потери передачи  $TL$  камеры расширения в условиях наличия потока. Оказалось, что при скоростях потока не превышающих 10 м/с, LES модель демонстрировала лучшее схождение с экспериментом, чем RANS. Очевидно, это в первую очередь стоит связывать с более точным расчетом потерь звуковой энергии в условиях формирования большого числа завихрений в потоке. Само же ограничение в 10 м/с исходило из вычислительных возможностей методом LES, RANS в свою очередь позволял рассчитывать ту же модель и при скоростях 90 м/с.

Одним из программных комплексов подходящих для расчета глушителей шума при наличии потока с данными скоростными режимами является COMSOL. Далее в работе представлены результаты расчета двух камер расширения, одна из которых модифицирована четвертьволновым резонатором, при разных скоростях потока среды.

## 2. Создание сетки конечно-элементных моделей

В COMSOL Multiphysics построены 3D модели камеры расширения и четвертьволновый резонатор, схемы которых представлены на рисунке 3. При этом используется трехмерная модель для выявления особенностей вихревой структуры потока. В связи с тем, что рассматриваемые конфигурации глушителей являются осесимметричными, поведение численных расчетов может быть упрощено и потребует существенно меньше вычислительных затрат.



Рис. 3. Схемы камеры расширения (а) и четвертьволнового резонатора (б)

Для повышения точности численных расчетов используются две структурированные сетки с подробным разбиением пристеночных слоев. В случае расчета параметров потока используется более подробная сетка, так как требуется высокая точности CFD расчетов. Построение сеток производится по следующему алгоритму:

1. Структурирование моделей исследования осуществляется с помощью функции самостоятельной настройки сеток (*User controlled mesh*).

2. Размер элементов сетки задается в разделе *Size*. Для расчета акустической волны в потоке используется сетка с размерами 3-8 мм, эти значения задаются исходя из максимальной частоты расчета в акустике – 3 000 Гц. В этом случае на каждую длину волны приходится не менее 14 элементов сетки, что позволяет снизить рассчитанные ошибки при распространении волн к минимуму.

3. При расчете скользящего потока размер элементов варьируется в пределах 1-5 мм. Этот диапазон выбран на основании рекомендации, что размеры элементов для расчета потока должны быть меньше, чем для акустических расчетов. Такой подход позволяет повысить точность получаемых при проведении численных расчетов результатов.

4. Для расчета в пристеночных слоях используется функция *Boundary Layers*, позволяющая сделать сетку более подробной в данной области с заданием числа слоев, создаваемую для более детального учета потери на вязкость и трение. Для расчета параметров потока используется разбиение на 8 пристеночных слоев, в акустическом расчете 5 слоев.

Параметры воздушного потока, полученные на сетке CFD, переносятся на сетку для акустического расчета. Обе сетки модели камеры расширения в качестве примера представлены на рисунке 4.

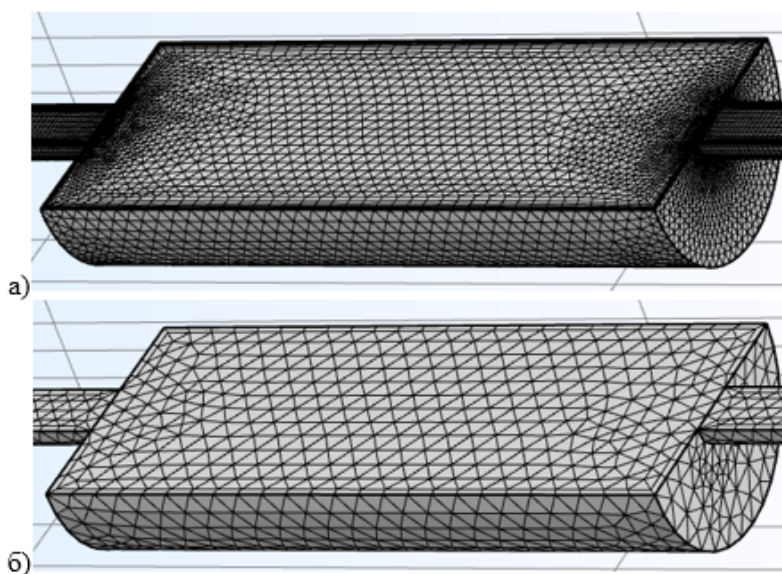


Рис. 4. Гидравлическая (а) и акустическая (б) расчетные сетки для камеры расширения

### 3. Особенности расчета глушителей шума с учетом потока в COMSOL Multiphysics

Моделирование камерных ячеек рассматриваемой конфигурации в COMSOL Multiphysics с наличием потока среды методом RANS производится с помощью мультифизической функции (*Background Fluid Flow Coupling*), связывающей между собой два модуля физики: турбулентного потока (*Turbulent Flow*) и линеаризованных уравнений Навье-Стокса в частотной области (*Linearized Navier – Stokes, FrequencyDomain*), Мультифизика позволяет наложить на газодинамический поток акустические волны. Получение требуемых результатов делиться на три этапа. В



первую очередь производится гидравлический расчет турбулентного потока в модуле физики *Turbulent Flow* методом RANS. В данном расчете используется подробная сетка с мелким шагом разбиения и детальным делением пристеночных слоев, требующихся для учета потерь на вязкость и трение, влияющих на точность конечного результата. Граничные условия по входному сечению задаются через осредненное значение скорости потока среды (*Fully developed flow*). На выходном сечении граничное условие задается через нулевое давление относительно значения атмосферного. На втором этапе расчетов подключается физический модуль *Linearized Navier – Stokes, Frequency Domain*, связывающийся с расчетом гидравлики мультифизической функцией *Background Fluid Flow Coupling* с помощью переноса данных первого этапа на акустическую сетку. На заключительном этапе производится акустический расчет с наличием потока среды в частотном диапазоне с использованием результатов расчетов и переноса данных с предыдущих шагов. Для данного расчета на входном и выходном участках трубопроводов, присоединенных к камере расширения двух конфигураций, создаются условия согласованной нагрузки при помощи согласованных слоев (*Perfectly Matched Layer*). Акустическая волна задается при помощи *Background Acoustic Fields*, где указывается амплитуда звуковой волны и распространение колебательной скорости по осям координат. В этом модуле физики есть некоторые из предполагаемых предположений, например, что поток без потерь, вязкие и адиабатические эффекты пренебрежимо малы, так что акустическое поле может быть описано звуковым давлением  $p$  [Па], определяемым волновым уравнением:

$$\frac{1}{\rho_0 c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} + \nabla \cdot \left( -\frac{1}{\rho_0} \nabla p \right) = 0,$$

где  $\rho_0$  – плотность среды, кг/м<sup>3</sup>;  $t$  – время, с;  $c$  – скорость звука, м/с. В случае рассмотрения гармонических звуковых волн волновое уравнение можно привести к известному уравнению Гельмгольца.

В численных расчетах используются три основных граничных условия (рис 5): твердые границы, которые проявляются в виде наличия прочных твердых стенок; это условие требует, чтобы нормальная скорость колебаний частицы была равна нулю; как уже упоминалось ранее, входное отверстие глушителя имеет специальное граничное условие, которое позволяет распространяться звуковой волне через оба конца модели, что обеспечивает условия полного поглощения. Справедливости ради следует отметить, что условие выхода из глушителя в COMSOL Multiphysics может быть реализовано по-разному, но все они соответствуют условию согласованной нагрузки  $Z = \rho c$ .

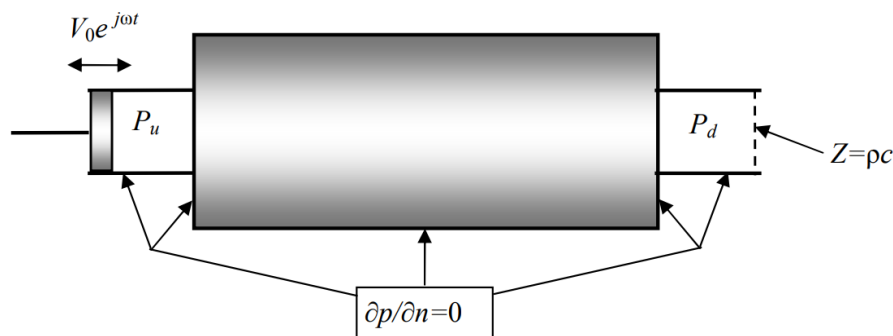


Рис. 5. Основные граничные условия рассматриваемых в акустическом модуле глушителя

#### 4. Результаты расчетов

В исследуемых камерных ячейках: классической камере расширения и модификации с четвертьволновым резонатором, поток среды принимается как слабо сжимаемый в скоростных диапазонах 5-30 м/с. По итогам численных расчетов трех этапов, описанных ранее определяются частотные характеристики потери передачи  $TL$  для каждой рассчитанной скорости. Для классической камеры расширения длиной 200 мм и диаметром 80 мм с входным и выходным патрубками по 20 мм в диаметре, результаты расчета ее потерь передачи представлены на рисунке 6.

Как показывают результаты расчета, наличие потока вызывает некоторое увеличение эффективности снижения шума, которое хорошо прослеживается на максимальных значениях потери передачи  $TL$  камеры расширения и которое тем больше, чем больше скорость потока и частота звука. Это явление связано с наличием потерь на трение в турбулентном потоке в глушителе. Следует обратить внимание на одну особенность полученных результатов, связанную с тем, что на низких частотах появляется флуктуация на кривой потерь передачи, которая появляется при скорости потока 10 м/с, а при скорости 30 м/с и выше становится очень существенной. Причина появления таких флуктуаций, причем только на низких частотах, непонятна и, по-видимому, связана с особенностями проведения подобных расчетов в пакете COMSOL Multiphysics.

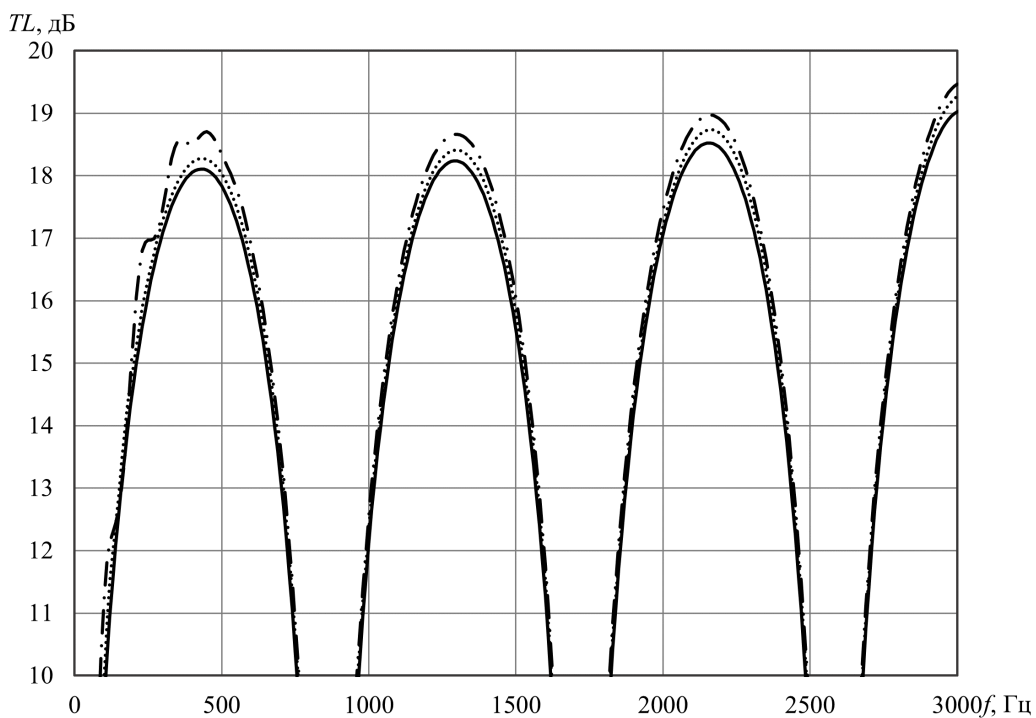


Рис. 6. Потери передачи камеры расширения для различных скоростей скользящего потока:  $V=0$  м/с (—);  $V=15$  м/с (....);  $V=30$  м/с (—·—)

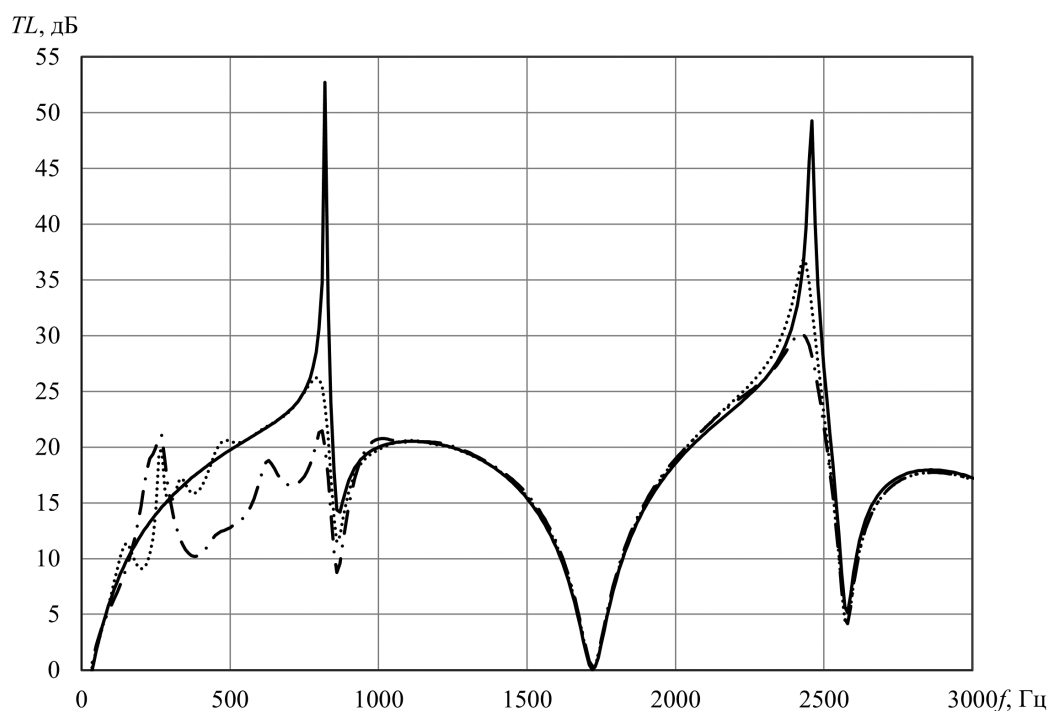


Рис. 7. Потери передачи камеры расширения с четвертьволновым резонатором для различных скоростей скользящего потока:  $V=0$  м/с (—);  $V=15$  м/с (....);  $V=30$  м/с (—·—)

В случае расчета камеры расширения с такими же геометрическими параметрами, что и в первом случае, но модифицированную четвертьволновым резонатором, представляющим собой введенную входную трубу до середины ее длины, были получены результаты характеристики потерь передачи представлены на рисунке 7 для тех же скоростей потока среды. При расчете характеристик обеих камер численные расчеты имеют идентичные результаты в сравнении с аналитическим методом расчета. Как показывают графики на рисунке 7, появление потока в глушителе и увеличение его скорости приводит к снижению потерь передачи глушителя на резонансных частотах по сравнению со случаем отсутствия потока. Эта закономерность обусловлена тем обстоятельством, что вызванное наличием потока трение в глушителе вызывает снижение добротности четвертьволновых резонаторов, а значит и уменьшение амплитуды резонансных пиков на графиках потерь передачи. Такая закономерность является типичной для всех резонаторных элементов в глушителях шума. Заметим, что здесь, как и в рассмотренной выше камере расширения, имеют место флуктуации потерь передачи на низких частотах. Причем, чем больше скорость потока, тем больше флуктуации, которые при скорости более 15 м/с становятся очень значительными.

### Заключение

В настоящее время при использовании численных расчетов для определения акустических характеристик глушителей шума с наличием потока целесообразно моделировать процессы газодинамики с применением RANS модели, на основании проведенного анализа. Для простых элементов глушителей шума аналитические и численные методы имеют идентичные результаты, что дает возможность применять численные методы для расчета более сложной конфигурации глушителей шума. Также при численном моделировании в COMSOL Multiphysics на низких частотах получаемых характеристик наблюдается появляются некоторые флуктуации, которые

возрастают с увеличением скорости потока. Причина возникновения таких численных результатов требует более детального и подробного исследования с экспериментальным подтверждением, планируемого на следующих этапах исследования.

### Список литературы

1. Alfredson R.J., Davies P.O.A.L. The radiation of sound from an engine exhaust // *Journal of Sound and Vibration*. 1970. V. 13, № 2. – P. 389–408.
2. Peat K.S. Evaluation of four-pole parameters for ducts with flow by the finite element method // *Journal of Sound and Vibration*. 1982. V. 84, № 3. P. 389-395.
3. Ih J.-G., Lee B.H. Analysis of higher-order mode effect in the circular expansion chamber with mean flow // *Journal of the Acoustical Society of America*. – 1985. – V. 77, № 4. – P. 1377–1388.
4. Munjal M.L., Prasad M.G. On plane-wave propagation in a uniform pipe in the presence of a mean flow and a temperature gradient // *Journal of the Acoustical Society of America*. 1986. V. 80, N. 5. P. 1501-1506.
5. Munjal M.L., Doige A.G. On the relation between convective source characteristics and their acoustic counterparts // *Journal of Sound and Vibration*. 1990. V.36, N 2. P. 343-346.
6. Munjal M. L. Plane Wave Analysis of Side Inlet/Outlet Chamber Mufflers with Mean Flow // *Applied Acoustics*. 1997. V. 52, N. 2. P. 165- 175.
7. Singh N., Rabini P. Large eddy simulation of acoustic pulse propagation and turbulent flow interaction in expansion mufflers // *Applied Acoustics*. 2015. V. 96. N. 1. P. 6–19.
8. Zhu D.D., Ji Z.L. Transmission loss prediction of reactive silencers using 3-D time-domain CFD approach and plane wave decomposition technique // *Applied Acoustics*. 2016. V. 112. N. 1. P. 25–31.
9. Huang H., Ji Z. Acoustic attenuation analysis of circular dual-chamber mufflers with non-uniform flow // *Proceedings of INTERNOISE 2019*. Madrid, Spain, 16-19 June 2019. 7 p.
10. Lu Z., Pan W., Guan Y. Numerical studies of transmission loss performances of asymmetric Helmholtz resonators in the presence of a grazing flow // *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*. 2019, V. 38. N. 2. P. 244–254.
11. Bejsenbaeva D., Komkin A., Mironov M., Moskolenko V. Acoustic impedance of orifices with grazing flow // *MATEC Web of Conferences: ASO-2020*. 2020. 320. 00015.
12. Карнаухова Л. С., Комкин А. И. Применение интегрального показателя акустической эффективности для оптимизации комбинированного глушителя шума для системы выпуска автомобиля // *Вопросы современной науки и практики. Университет им. В.И. Вернадского*. 2021. №4 (82). С. 21–28.
13. Shashurin A.E., Ivanov N.I., Vasilyev A.V., Elkin Y.I., Razakov Z.P. Contribution of non-isothermal jets to the processes of noise generation of energy machines when installing silences // *Akustika*. 2021, T.41. N 11. P. 30-32.
14. Komkin A., Bykov A., Karakaeva T. Impedance of an Orifice in Nonlinear Regimes with Grazing Flow. 2022 International Conference on Dynamics and Vibroacoustics of Machines (DVM), 2022, pp. 1-4, doi: 10.1109/DVM55487.2022.9930900.
15. Алёшина М.А., Кравчун П.Н. Акустические свойства многомодовых камерных звукоизоляторов в каналах // *Noise Theory and Practice*. 2022. Т. 8 № 2. С. 7-23.
16. Васильев А.В., Иванов Н.И., Шашурин А.Е. Разработка и апробация глушителей шума энергетических установок // *Экология и промышленность России*. 2023. Т. 27. № 2. С. 10-14.

## References

1. Alfredson R.J., Davies P.O.A.L. The radiation of sound from an engine exhaust // *Journal of Sound and Vibration*. 1970. V. 13, № 2. – P. 389-408.
2. Peat K.S. Evaluation of four-pole parameters for ducts with flow by the finite element method // *Journal of Sound and Vibration*. 1982. V. 84, № 3. P. 389-395.
3. Ih J.-G., Lee B.H. Analysis of higher-order mode effect in the circular expansion chamber with mean flow // *Journal of the Acoustical Society of America*. – 1985. – V. 77, № 4. – P. 1377–1388.
4. Munjal M.L., Prasad M.G. On plane-wave propagation in a uniform pipe in the presence of a mean flow and a temperature gradient // *Journal of the Acoustical Society of America*. 1986. V. 80, N. 5. P. 1501-1506.
5. Munjal M.L., Doige A.G. On the relation between convective source characteristics and their acoustic counterparts // *Journal of Sound and Vibration*. 1990. V.36, N 2. P. 343-346.
6. Munjal M. L. Plane Wave Analysis of Side Inlet/Outlet Chamber Mufflers with Mean Flow // *Applied Acoustics*. 1997. V. 52, N. 2. P. 165- 175.
7. Singh N., Rabini P. Large eddy simulation of acoustic pulse propagation and turbulent flow interaction in expansion mufflers // *Applied Acoustics*. 2015. V. 96. N. 1. P. 6–19.
8. Zhu D.D., Ji Z.L. Transmission loss prediction of reactive silencers using 3-D time-domain CFD approach and plane wave decomposition technique // *Applied Acoustics*. 2016. V. 112. N. 1. P. 25–31.
9. Huang H., Ji Z. Acoustic attenuation analysis of circular dual-chamber mufflers with non-uniform flow // *Proceedings of INTERNOISE 2019*. Madrid, Spain, 16-19 June 2019. 7 p.
10. Lu Z., Pan W., Guan Y. Numerical studies of transmission loss performances of asymmetric Helmholtz resonators in the presence of a grazing flow // *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*. 2019, V. 38. N. 2. P. 244–254.
11. Bejsenbaeva D., Komkin A., Mironov M., Moskolenko V. Acoustic impedance of orifices with grazing flow // *MATEC Web of Conferences: ASO-2020*. 2020. 320. 00015.
12. Karnauxova L.S., Komkin A.I. Application of an integral indicator of acoustic efficiency to optimize a combined noise muffler for a car exhaust system // *Issues of modern science and practice*. V. I. Vernadsky University. 2021, V.82. N. 4. P. 21–28.
13. Shashurin A.E., Ivanov N.I., Vasilyev A.V., Elkin Y.I., Razakov Z.P. Contribution of non-isothermal jets to the processes of noise generation of energy machines when installing silences // *Akustika*. 2021, T.41. N 11. P. 30-32.
14. Komkin A., Bykov A., Karakaeva T. Impedance of an Orifice in Nonlinear Regimes with Grazing Flow. 2022 International Conference on Dynamics and Vibroacoustics of Machines (DVM), 2022, pp. 1-4, doi: 10.1109/DVM55487.2022.9930900.
15. Aljoshina M.A., Kravchun P.N. Acoustic properties of multimode expansion chamber sound insulators in ducts // *Noise Theory and Practice*. 2022, V. 8 N. 2. P. 7-23.
16. Vasiliev A.V., Ivanov N.I., Shashurin A.E. Development and testing of noise suppressors for power plants // *Ecology and industry of Russia*. 2023, V. 27. N. 2. P. 10-14.

УДК: 534.4  
OECD: 01.03.AA

## Акустический метод диагностирования механических систем

Мурзинов В.Л.<sup>1\*</sup>, Мурзинов П.В.<sup>2</sup>, Мурзинов Ю.В.<sup>3</sup>, Кочерженко Д.В.<sup>4</sup>

<sup>1</sup> Профессор <sup>2,3</sup> Доцент <sup>4</sup> Аспирант

<sup>1,2,3,4</sup> Воронежский государственный технический университет, г. Воронеж, РФ

### Аннотация

Показана возможность использования акустического метода для диагностирования состояния механической системы. Предполагается, что любая механическая система в процессе функционирования издает различные звуки. Источниками этих звуков могут быть механические элементы, а также потоки жидкости и газа. Звуковые потоки, исходящие от исследуемой механической системы, воспринимает акустический датчик, после которого выполняется преобразование акустического сигнала в электрический сигнал. В основе конструктивного решения устройства акустического датчика лежит понятие аускультации. Рассмотрены различные способы и устройства аускультации. Отмечены достоинства и недостатки существующих в настоящее время устройств аускультации. Показано применение вакуумной прослойкой для эффективной защиты от влияния внешних звуковых потоков на исследуемый поток. Рассмотрены датчики без вакуумной прослойки и датчики, использующие вакуумную прослойку. Акустический датчик объединяет два понятия: аускультацию и вакуумную прослойку.

**Ключевые слова:** акустический датчик, метод диагностирования, механическая система, вакуумная прослойка, аускультация.

## *Acoustic method of diagnosing mechanical systems*

*Murzinov V.L.<sup>1\*</sup>, Murzinov P.V.<sup>2</sup>, Murzinov Yu.V.<sup>3</sup>, Kocherzhenko D.V.<sup>4</sup>*

*<sup>1</sup> Professor <sup>2,3</sup> Associate Professor <sup>4</sup> Postgraduate student*

*<sup>1,2,3,4</sup> Voronezh State Technical University, Voronezh, Russia*

### **Abstract**

*The possibility of using an acoustic method to diagnose the condition of a mechanical system is shown. It is assumed that any mechanical system emits various sounds during operation. The sources of these sounds can be mechanical elements, as well as liquid and gas flows. The sound streams emanating from the mechanical system under study are perceived by an acoustic sensor, after which the acoustic signal is converted into an electrical signal. The design solution of the acoustic sensor device is based on the concept of auscultation. Various methods and devices of auscultation are considered. The advantages and disadvantages of currently existing auscultation devices are noted. The use of a vacuum interlayer for effective protection against the influence of external sound flows on the studied flow is shown. Sensors without a vacuum layer and sensors using a vacuum layer are considered. An acoustic sensor combines two concepts: auscultation and a vacuum layer.*

**Keywords:** *acoustic sensor, diagnostic method, mechanical system, vacuum layer, auscultation.*

## Введение

Современное производство насыщено различными видами оборудования, которые непрерывно функционируют, выполняя требуемые функции. Останов этого оборудования по каким-либо причинам нежелателен. Однако возникают ситуации, когда происходит неожиданно разрушение некоторых элементов по причине интенсивного износа. Происходит авария и останов большого числа единиц оборудования. Производство несет материальные и временные потери. Однако эти аварийные ситуации можно исключить, применив один из видов мониторинга или диагностирования. Это может быть плановый останов оборудования, разбор механических элементов и их дефектация с последующей заменой или восстановлением. Но если после останова анализ состояния механических элементов покажет, что они находятся в нормальном состоянии, то это приведет к дополнительным материальным затратам.

Но эту ситуацию можно улучшить, применив бесконтактный метод диагностирования. Этот метод позволяет установить состояние работающего оборудования и, в случае подтверждения его работоспособности, продолжить эксплуатацию. Этим методом, как показывает практика, является акустический метод. Например, для контроля характеристик в процессе эксплуатации силовых трансформаторных подстанций применяют акустический метод [1, 2], при котором трансформаторные подстанции в процессе диагностирования продолжают обеспечивать подачу силового напряжения.

Существует проблема – это появление микротрещин в металле. При этом внешне металл выглядит нормально, но небольшая нагрузка приводит к мгновенному разрушению целостности металла. Как показывает практика, в процесс образования микротрещин они издадут очень слабый звук, который можно уловить преобразователем [3, 4] в процессе акустического мониторинга, и таким образом предотвратить аварию.

Акустический метод позволяет оценить качество сварных соединений. Использование акустической структуроскопии для сварных соединений паропроводов и барабанов котлов длительно работающего металла оборудования тепловых электростанций показано в работе [5].

Так же применяют акустические методы в голографическом преобразователе, позволяющем в условиях наличия шумов и помех применять устройство акустической эмиссии для контроля [6].

Находит применение акустический метод, построенный на основе метода аускультации, который применяется в медицине для диагностирования человека [7, 8]. Принимая очень тихие звуки от функционирующих органов человека, дается заключение о состоянии этих органов.

Метод аускультации впервые был применен французским ученым Рене Лаэннеком (1781-1826), который был талантливым клиницистом, патологоанатомом и преподавателем в медицинской школе в Париже.

В Воронежском государственном техническом университете проводились научно-исследовательские работы по созданию акустического датчика для проведения неразрушающего способа мониторинга работающего оборудования атомных станций [9]. В основе акустического датчика лежит конструктивное решение уплотнителя звукового потока, используемого аппарате аускультации [10]. Эффективность уплотнителя звукового потока заключается в том, что уплотнение происходит с помощью параболических отражательных поверхностей, которые были построены с помощью методики предложенной в работе [11]. Построенная конструкция из параболических отражателей исключает наличие областей с сингулярностью в звуковом потоке. Поэтому

получаемая акустическая информация обладает высоким качеством.

Однако конструкция акустического датчика [9], применяемая для оборудования атомных станций, имеет некоторые недоработки. Сам датчик находится снаружи исследуемого оборудования и подвергается воздействию внешнего акустического поля. Звуки внешнего акустического поля попадают через стенки датчика в его внутреннюю полость, смешиваются со звуковым потоком, исходящим от механических элементов оборудования. Таким образом, внешнее акустическое поле создает помехи. Полученная звуковая гамма попадает в анализатор и далее в компьютер, где регистрируется полученная звуковую информацию и выдается решение. Решение может быть не верным, и принимаемые действия могут быть ошибочными. Если внешнее акустическое поле обладает более высоким уровнем звука, тогда эффективность датчика заметно снижается, а иногда может вообще перестать выдавать правильный результат. Внешнее акустическое поле иногда выдает резкие высокоуровневые звуки, которые система контроля может принять за исследуемые звуки механических элементов оборудования и определить их как наличие в них дефекта в процессе работы оборудования. При этом дается команда на останов оборудования и выполняется его разборка. Но оказывается, что элемент исправен. Получается ошибка диагностирования. В связи этим появляется проблема по защите датчика от внешнего акустического поля.

## 1. Постановка задачи

Разработанный авторами уплотнитель звукового потока [10], является основанием для создания акустического датчика. Положительный результат конструкции уплотнителя звукового потока заключается в том, что получаемая информация о звуковом потоке является качественной. Поэтому акустический датчик [9] будет обрабатывать звуковой поток, находящийся в своей внутренней полости, качественно. Но наличие помех со стороны внешнего акустического поля создаст ложную информацию об исследуемом объекте. Следовательно, эффективность акустического датчика снижается. Поэтому для получения эффективной работы акустического датчика необходимо решить проблему по защите акустического датчика от звуковых потоков, исходящих от внешнего акустического поля. В качестве защиты можно применить вакуумную прослойку, которая является непреодолимым препятствием для звуковых волн.

## 2. Описание основных конструктивных решений

Общий вид промышленного оборудования и установленного на нем акустического датчика представлен на рисунке 1. Акустический датчик 2 крепится на поверхности действующего оборудования 1 и воспринимает звуковые потоки от механических элементов.



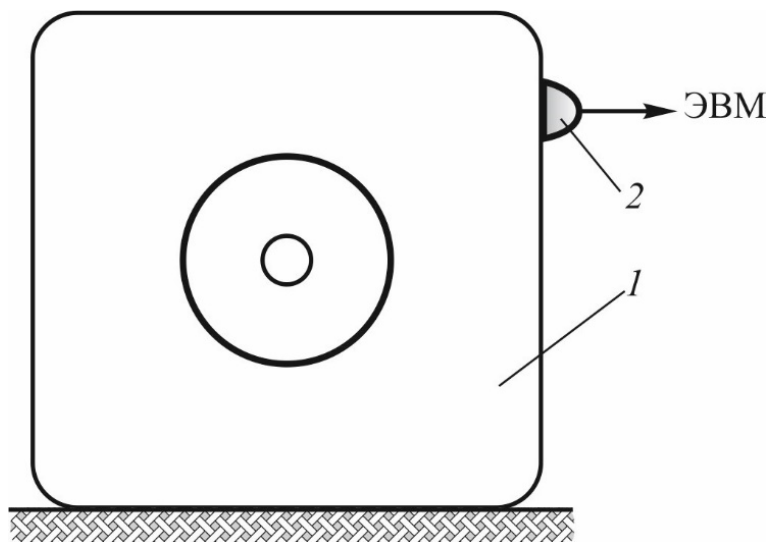


Рис. 1. Общий вид оборудования с акустическим датчиком. 1 – промышленное оборудование; 2 – акустический датчик

На рисунке 2 более подробно показан акустический датчик, который укреплен на поверхности 1 работающего промышленного оборудования. К основным элементам конструктивной схемы относятся такие построения, как параболический отражатель 2, уменьшенный параболический отражатель 3, опора 4. При этом в параболическом отражателе 2 выполнено центральное отверстие 5. Фокусы параболических отражателей совпадают между собой и находятся в точке 6. Центральное отверстие 5 соединено с виброакустическим датчиком 7. Схематично изображены звуковые потоки  $W_c$ , исходящие от конструктивных элементов работающего технологического оборудования и звуковые потоки  $W_q$ , исходящие от внешнего акустического поля.

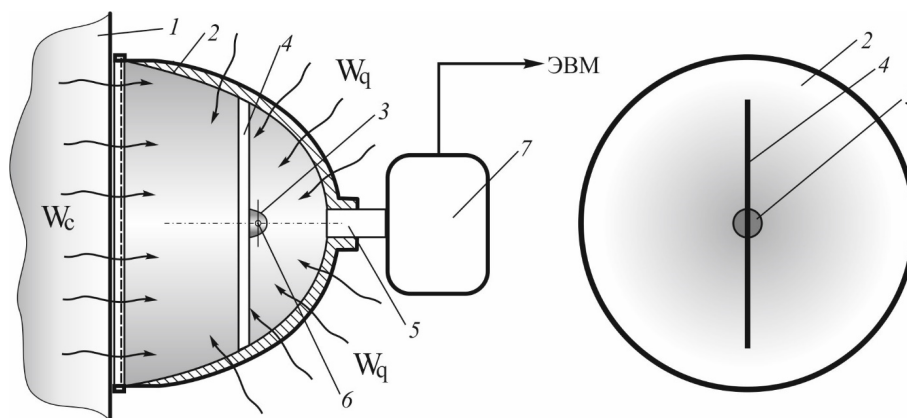


Рис. 2. Общий вид акустического датчика. 1 – стенка промышленного оборудования; 2 – параболический отражатель; 3 – уменьшенный параболический отражатель; 4 – опора; 5 – центральное отверстие; 6 – фокус параболических отражателей; 7 – виброакустический датчик.  $W_c$  – исследуемый звуковой поток;  $W_q$  – внешний звуковой поток (помеха)

В работе [9] показан механизм функционирования параболических отражателей, направленный на формирование уплотненного звукового потока. Плоский звуковой поток от стенки 1 промышленного оборудования направляется на параболический отражатель 2, который отражает его в соответствии с законом лучевой теории и направляет в

точку фокуса 6. В этой точке располагается фокус уменьшенного параболического отражателя 3, на который попадет звуковой поток от параболического отражателя 2. Отражаясь от поверхности уменьшенного параболического отражателя 3, звуковой поток формируется в уплотненный плоский звуковой поток в соответствии законами лучевой теории и направляется в центральное отверстие 5. Через это отверстие 5 акустический сигнал попадает в виброакустический датчик 7 и далее в ЭВМ. Но в виброакустический датчик 7 попадает так же информация от внешнего акустического поля. Здесь потоки  $W_c$  и  $W_q$  смешиваются во внутренней полости акустического датчика и поступают на виброакустический датчик 7. Следовательно, суммарный звуковой поток ( $W_c + W_q$ ) содержит кроме полезной информации о техническом состоянии оборудования, содержит поток звуков, содержащих информацию о наличии ошибок от внешнего акустического поля. Таким образом, внешнее акустическое поле вносит большую погрешность в результаты диагностирования, поэтому может быть выдано ошибочное заключение о наличии дефекта в техническом устройстве.

### 3. Защита от внешнего акустического поля

Защита от внешнего акустического поля может быть реализована за счет применения вакуумной прослойки. Идея использовать вакуум для защиты от звука была предложена Эрвином Майером [12] еще 1937 году. Однако вакуумированные конструкции широкого распространения не получили из-за низкой эффективности. Причиной этому были акустические мостики между плоскими стенками конструкции, между которыми создавался вакуум. Акустические мостики всегда присутствуют в вакуумированных конструкциях в виде контактных зон между стенками.

Однако задача устранения акустических мостиков между стенками вакуумированной конструкции была решена. Была разработана конструкция противошумных наушников [13], в которой реализован принцип магнитного отталкивания параллельных стенок. Отталкивание стенок происходит за счет постоянных магнитов, укрепленных на стенках. Между стенками создается вакуум. Атмосферное давление стремится прижать стенки конструкции друг к другу, но этому препятствуют постоянные магниты, схема расположения которых на параллельных стенках одинаковая [14]. В результате этого конструктивного решения контактных зон между стенками нет.

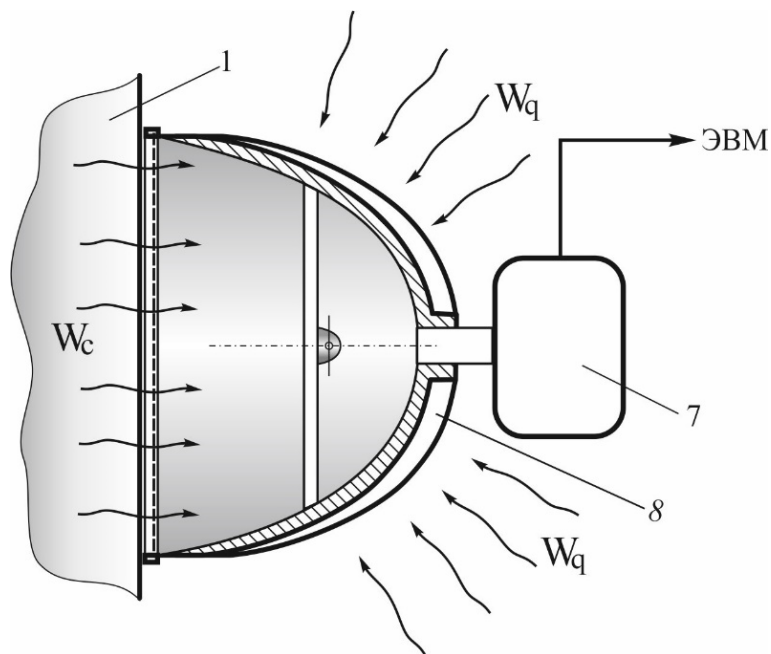


Рис. 3. Схема конструкции акустического датчика с вакуумной прослойкой. 1 – стенка промышленного оборудования; 7 – виброакустический датчик; 8 – вакуумная прослойка

Благодаря такому конструктивному решению над акустическим датчиком устанавливается вакуумная прослойка 8, что показано на рис. 3. Вакуумная прослойка 8 преграждает движение звуковому потоку  $W_q$ , исходящему от внешнего акустического поля и не позволяет ему попасть во внутренний объем акустического датчика. Поэтому виброакустический датчик 7 воспримет информацию только звукового потока  $W_c$ , поступающего от стенки 1 промышленного оборудования и содержащего качественную информацию о техническом состоянии этого оборудования.

Виброакустический датчик 7 является составной частью электронной схемы, показанной на рис. 4. Эта электронная схема реализует метод акустического диагностирования и работает следующим образом. Плоский звуковой поток, исходящий от работающего промышленного оборудования попадает в акустический датчик 1, в котором формируется уплотненный акустический поток, представляющий собой акустический сигнал. Этот сигнал подается в виброакустический датчик 2, где происходит преобразование акустического сигнала в электрический. Более конкретно, виброакустическим датчиком 2 могут быть следующие устройства ICP (IEPE), DeltaTron, ISOTRON. Эти устройства могут сформировать электрический сигнал для реализации на анализаторе 3 (прибор А19-У2). С этим прибором можно проводить измерение акустических характеристик при непрерывной диагностике работающего оборудования. Прибор А19-У2 выдает спектр, обработкой которого занимается программный комплекс «Бесконтактная диагностика технологического оборудования». Программный комплекс включает нейросетевой процессор 5, который обрабатывает полученный спектр и формирует результат для автоматизированной рабочей станции 6. Таким образом, выполняется анализ только звукового потока, исходящего от механизмов промышленного оборудования. Влияние внешнего акустического поля отсутствует.

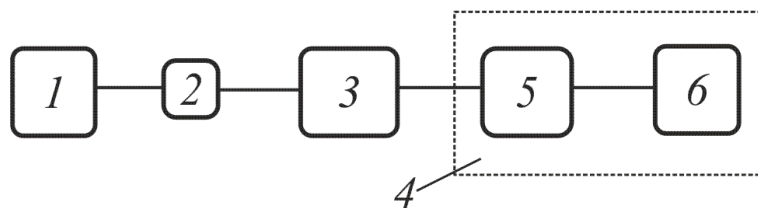


Рис. 4. Электронная схема анализатора звукового потока, исходящего от акустического датчика. 1 – акустический датчик; 2 – виброакустический датчик (ICP (IEPE), DeltaTron, ISOTRON); 3 – анализатор звукового потока (A19-U2); 4 – программный комплекс «Бесконтактная диагностика технологического оборудования»; 5 – нейросетевой процессор обработки звукового сигнала; 6 – автоматизированная рабочая станция

### Заключение

Таким образом, предложен один из вариантов защиты звукового потока от внешних источников звука, исходящего от элементов работающего диагностируемого оборудования, посредством вакуумной прослойки на корпусе акустического датчика, что может способствовать оптимизации контроля и подготовке методик информативного диагностирования.

### Список литературы

1. Еркебаев А.Ж. Контроль технического состояния силовых трансформаторов методом акустического диагностирования // Мир транспорта. 2022. Т. 20. № 1 (98). С. 13-22.
2. Хлебцов, А. П. Анализ состояния износа электрооборудования подстанций и методы диагностирования аварийных режимов / А. П. Хлебцов, Л. Х. Зайнутдинова // Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт. – 2019. – № 2(27). – С. 17-20. – EDN YXXOEF.
3. Пискарев В.Д. Неразрушающий контроль остаточного ресурса металлических деталей и узлов для объектов машиностроения // Технология легких сплавов. 2011. № 1. С. 81-85.
4. Неразрушающий контроль качества металла паровых турбин. Современное состояние и перспективы / Н. В. Быкова, Н. В. Абабков, А. Н. Смирнов, И. С. Быков // Вестник Кузбасского государственного технического университета. – 2015. – № 4(110). – С. 45-53. – EDN UCUGMT.
5. Критерии оценки технического состояния длительно работающего металла оборудования ТЭС на основе акустической структуроскопии / А. Н. Смирнов, Н. В. Абабков, В. В. Муравьев, С. В. Фольмер // Дефектоскопия. – 2015. – № 2. – С. 44-51. – EDN TZKEEH.
6. Кравчина, М. В. Голографический преобразователь сложных акустических сигналов / М. В. Кравчина, А. В. Окопная, Н. М. Пчелинцев // Modern Science. – 2021. – № 9-2. – С. 210-213. – EDN HXMNMU.
7. Патент № 206389 РФ. Устройство для дистанционной аускультации пациентов / Э. Э. Абдурозиков. – Оpubл. 08.09.2021 – EDN UWTVLI.
8. Патент № 2685813 РФ. Устройство для широкодиапазонной аускультации / Р. Копт, Б. Д. Iii, С. Р. Дж Iii – Оpubл. 23.04.2019. – EDN DSONZO.

9. Мурзинов В.Л. Бесконтактное диагностирование работающего автоматизированного технологического оборудования / В. Л. Мурзинов, Ю. В. Мурзинов, П. В. Мурзинов, Д. В. Кочерженко // Вестник Воронежского государственного технического университета. – 2023. – Т. 19, № 3. – С. 23-27. – DOI 10.36622/VSTU.2023.19.3.004. – EDN KVVVKA.
10. Патент 192449 РФ. 17.09.2019. Устройство уплотнителя звукового потока для аускультации / Мурзинов В.Л., Мурзинов П.В., Мурзинов Ю.В. и др. – Оpubл. – Бюл. № 26.
11. Мурзинов, В. Л. Моделирование формы звукоотражающей поверхности для получения заданного звукового поля / В. Л. Мурзинов, С. В. Попов, Ю. В. Татарина // Noise Theory and Practice. – 2019. – Т. 5, № 2(16). – С. 14-19. – EDN RUTE0Z.
12. Meyer E. Versuche uber Körperschalleitung (Schallbrücken), Akustische Zeitschrift, № 2, 1937.
13. Патент 194893 Российская Федерация, МПК А61F 11/06. Противошумные наушники [Текст] / Мурзинов В.Л., Мурзинов П.В., Мурзинов Ю.В., Попов С.В., Татарина Ю.В. Заявка – № 2019133021; опубл. 26.12.2019 Бюл. № 36.
14. Мурзинов В.Л. Защита от шума на путях его распространения с использованием вакуумной прослойки / Мурзинов В.Л., Мурзинов П.В., Мурзинов Ю.В. // Безопасность жизнедеятельности. 2021. № 08 (248). С. 13-15.

## References

1. Yerkebaev A.J. Control of the technical condition of power transformers by acoustic diagnostics // The world of transport. 2022. Vol. 20. No. 1 (98). pp. 13-22.
2. Khlebtsov, A. P. Analysis of the state of wear of substation electrical equipment and methods of diagnosing emergency modes / A. P. Khlebtsov, L. H. Zainutdinova // Energy and resource conservation: industry and transport. – 2019. – № 2(27). – Pp. 17-20. – EDN YXXOEF.
3. Piskarev V.D. Non-destructive testing of the residual life of metal parts and assemblies for mechanical engineering facilities // Technology of light alloys. 2011. No. 1. pp. 81-85.
4. Non-destructive quality control of steam turbine metal. The current state and prospects / N. V. Bykova, N. V. Ababkov, A. N. Smirnov, I. S. Bykov // Bulletin of the Kuzbass State Technical University. – 2015. – № 4(110). – Pp. 45-53. – EDN UCUGMT.
5. Criteria for assessing the technical condition of long-term working metal of TPP equipment based on acoustic structroscopy / A. N. Smirnov, N. V. Ababkov, V. V. Muravyov, S. V. Vollmer // Flaw detection. - 2015. – No. 2. – pp. 44-51. – EDN TZKEH.
6. Kravchenko, M. V. Holographic converter of complex acoustic signals / M. V. Kravchenko, A.V. Okopnaya, N. M. Pchelintsev // Modern Science. – 2021. – No. 9-2. – pp. 210-213. – EDN HXMNMU.
7. Patent No. 206389 of the Russian Federation. A device for remote auscultation of patients / E. E. Abdurozikov. – Published 08.09.2021 – EDN UWTVLI.
8. Patent No. 2685813 of the Russian Federation. Device for wide-range auscultation / R. Kopt, B. D. Iii, S. R. J. Iii - Publ. 04/23/2019. – EDN DSONZO.
9. Murzinov V.L. Contactless diagnostics of working automated technological equipment / V. L. Murzinov, Yu. V. Murzinov, P. V. Murzinov, D. V. Kocherzhenko // Bulletin of the Voronezh State Technical University. – 2023. – Vol. 19, No. 3. – pp. 23-27. – DOI 10.36622/VSTU.2023.19.3.004. – EDN KVVVKA.

---

10. Patent 192449 of the Russian Federation. 17.09.2019. The device of the sound flow sealer for auscultation / Murzinov V.L., Murzinov P.V., Murzinov Yu.V. et al. – Publ. – Byul. No. 26.

11. Murzinov, V. L. Modeling the shape of a reflective surface to obtain a given sound field / V. L. Murzinov, S. V. Popov, Yu. V. Tatarinova // Noise Theory and Practice. – 2019. – Vol. 5, No. 2(16). – pp. 14-19. – EDN RUTEOZ.

12. Meyer E. Versuche uber Korperschalleitung (Schallbrucken), Akustische Zeitschrift, № 2, 1937.

13. Patent 194893 Russian Federation, IPC A61F 11/06. Anti-noise headphones [Text] / Murzinov V.L., Murzinov P.V., Murzinov Yu.V., Popov S.V., Tatarinova Yu.V. Application - No. 2019133021; publ. 12/26/2019 Issue No. 36.

14. Murzinov V.L. Protection from noise on the ways of its propagation using a vacuum layer / Murzinov V.L., Murzinov P.V., Murzinov Yu.V. // Life safety. 2021. No. 08 (248). pp. 13-15.

УДК: 534.1  
OECD: 1.03.AA

## Модель виброакустической динамики подающих валков приводных роликовых конвейеров

Кедрова Е.И.

Преподаватель, Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ»  
им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт Петербург, РФ

### Аннотация

В работе была рассмотрена колебательная система рольганговых механизмов. Элементы колебательной конструкции представляют собой стержневую конструкцию. Поэтому акустической моделью каждого стенда использован линейный излучатель.

Был произведен расчет скоростей колебаний валков рольганговых механизмов и заготовки. Расчет скоростей колебаний заготовки при перемещении заготовки по валкам основан на допущении, что силовое воздействие от каждого валка остается постоянным в течении всего времени перемещения. При расчете скорости колебаний валков учетом жесткости опор было принято допущение, что жесткости всех опор равны друг другу.

Особо следует отметить учтенный в расчетных зависимостях коэффициент потерь колебательной энергии, поскольку именно эта физическая величина определяет выбор материала и конструкцию системы вибропоглощения и, следовательно, уровней излучаемого шума. Полученные зависимости позволяют фактически определить спектр шума.

**Ключевые слова:** рольганговый механизм, вибрационная мощность, колебательная система, скорости колебаний, уровни звукового давления, акустические характеристики.

## *A model of vibroacoustic dynamics of roller conveying rollers of drive roller conveyors*

*Kedrova E.I.,*

*Lecturer, Baltic State Technical University 'VOENMEH', St. Petersburg, Russia*

### **Abstract**

*In this article the vibrating system of roller table mechanisms was considered. The elements of the vibrating structure are a rod structure. Therefore, the acoustic model of each stand used a linear radiator.*

*The calculation of the vibration speed of rollers of roller table mechanisms and workpiece was made. Calculation of the vibration speed of the workpiece when moving the workpiece along the rolls is based on the assumption that the force influence from each roll remains constant during the entire movement time. When calculating the speed of oscillation of rolls taking into account the stiffness of the supports, it was assumed that the stiffness of all supports are equal to each other.*

*Special mention should be made of the vibration energy loss coefficient taken into account in the calculated dependencies, as it is this physical quantity that determines the choice of material and design of the vibration absorption system and, consequently, the emitted acoustic noise levels. The obtained dependencies allow us to actually determine the acoustic noise spectrum.*

**Keywords:** roller table mechanism, vibration power, oscillatory system, vibration speed, sound pressure levels, acoustic characteristics.

## Введение

Рольганговые механизмы часто используются в промышленности для упрощения и автоматизации процессов. Они могут быть установлены на конвейерах и транспортерах, где помогают перемещать грузы. Благодаря своей гибкости и надежности, рольганговые механизмы значительно увеличивают эффективность работы в промышленных предприятиях.

Несмотря на различия их функциональных назначений, конструкция и компоновка колебательной системы позволяют использовать единый методологический подход к теоретическому описанию процессов возбуждения вибраций и процесса шумообразования. Действительно, валки представляют собой цилиндры ограниченной длины, имеющие одинаковый диаметр (в каждом рольганге), а несущая рама представляет собой систему стержневых конструкций. Причём длина каждого стержня намного больше размеров поперечного сечения, что с определёнными допущениями позволяет использовать модель линейного источника.

### 1. Расчет уровней звукового давления системы

Поскольку подающие валки имеют цилиндрическую форму, причём длина валка намного больше диаметра, в качестве исходного выражения принята зависимость звукового давления [1,2] (рис. 1).

$$P = \sqrt{\frac{2}{\pi}} \frac{\rho_0 c_0}{R} \frac{B(k \sin \beta)}{\cos \beta H'(k R_k \cos \beta)} \quad (1)$$

$$B_{m_r}(k_0 \sin \beta) = \left(\frac{1}{2\pi}\right)^{1,5} \int_0^{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} (v(\varphi, x) \exp -i(\varphi + k_0 \sin \beta)) d\varphi dx \quad (2)$$

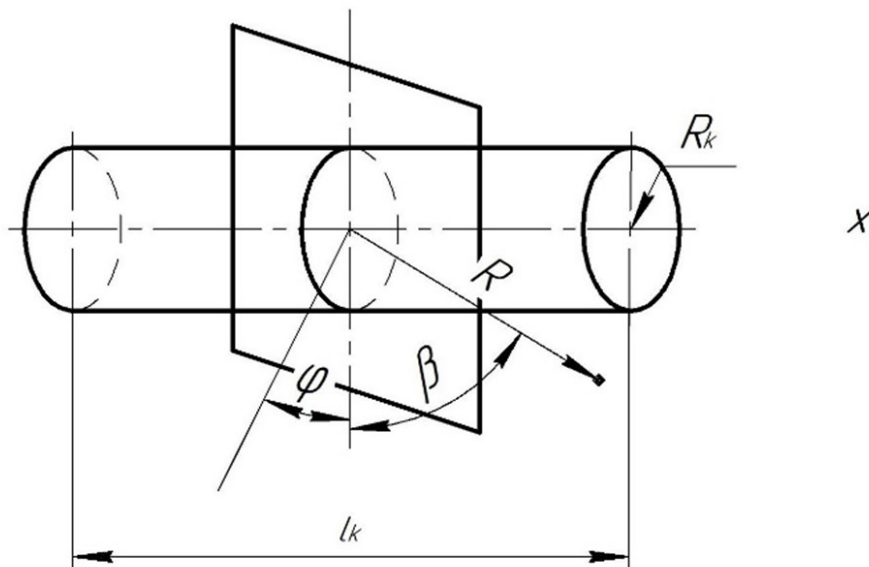


Рис. 1. Расчётная схема валка рольганга как цилиндра ограниченной длины

В зависимости (1) приняты следующие обозначения:  $\rho_0$  – плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>;  $c_0$  – скорость звука в воздухе, м/с;  $k_0$  – волновое число, м<sup>-1</sup>;  $\beta$  – угол излучения;  $R$  – расстояние от центра источника до расчётной точки, м;  $B(k \sin \beta)$  – функция, определяющая амплитудно-фазовое распределение колебательной скорости на



поверхности валка;  $v(\varphi, x)$  – скорость колебания валка, м/с;  $H'(k_0 R_k \cos \beta)$  – функция Ганкеля первого рода;  $R_k$  – радиус валка, м.

Поскольку при колебаниях валков их скорость равна  $v_k$ , то аналитически вид функции распределения скорости задано следующим образом:

$$v(\varphi, x) = \begin{cases} v_k \exp i\varphi & \text{при } x \leq |l_k| \\ 0 & \text{при } |l_k| > x \end{cases} \quad (3)$$

где  $l_k$  – длина валка, м.

Подставляя зависимость (3) в выражение (2) получено выражение  $B(k \sin \beta)$  в следующем виде:

$$B_k = \frac{v_k l_k}{\sqrt{2\pi}} \Phi(\beta), \quad \Phi(\beta) = \frac{\sin \frac{k l_k}{2} \sin \beta}{0,5 k l_k \sin \beta} \quad (4)$$

В интервале углов  $\beta$  от 0 до  $\frac{\pi}{2}$  выражение  $\Phi(\beta)$  представляет собой первый специальный предел и тогда  $\Phi(\beta) = 1$ .

Зависимости для расчёта звукового давления и уровней звукового давления получены с учётом выражений асимптотического представлением производной функции Ганкеля для соотношений  $k R_k \cos \beta \leq 1$  и  $k R_k \cos \beta > 1$ .

При выполнении соотношения:

$$\frac{2\pi f_k}{c_0} R_k \cos \beta = 0,018 R_k \cos \beta \leq 1 \quad (5)$$

Выражение модуля звукового давления и уровней звукового давления (исходя из зависимости (1)) примет вид:

$$|P_1| = \frac{3,5 \times 10^{-2} (f_k R_k)^2 v_k l_k}{R} \quad (6)$$

где  $f_k$  – собственные частоты колебаний валка, Гц.

При выполнении соотношения  $0,018 f_k R_k \cos \beta > 1$  модуль звукового давления определяется следующей формулой:

$$|P_2| = \frac{22 (f_k R_k)^{0,5} v_k l_k}{R} \quad (7)$$

Уровни же звукового давления определяются по известной формуле [3]:

$$L_p = 20 \lg \frac{P}{2 \times 10^{-5}}.$$

Тогда

$$L_{p1} = 20 \lg \frac{3 \times 10^{-2} (f_k R_k)^2 l_k v_k}{2 \times 10^{-5} R} = 40 \lg f_k R_k + 20 \lg \frac{l_k v_k}{R} + 64 \quad (8)$$

$$L_{p2} = 20 \lg \frac{22 l_k v_k (f_k R_k)^{0,5}}{2 \times 10^{-5} R} = 20 \lg f_k R_k + 20 \lg \frac{l_k v_k}{R} + 10 \lg f_k R_k + 121 \quad (9)$$

Валки рольганга представляют собой двух опорный стальной цилиндрический стержень, зависимость для расчета собственных частот колебаний приведена к виду:

$$f_k = 4 \times 10^3 R_k \left( \frac{k}{l} \right)^2 \quad (10)$$

Следует отметить, что, в особенности, для длинных заготовок звуковая энергия излучается несколькими валками, количество которых определяется как  $k_B = \frac{l_3}{h_B}$ , где  $l_3$  – длина заготовки, м;  $h_B$  – шаг расположения валков, м.

Тогда уровни звукового давления определяются как

$$L_{p\Sigma} = L_p + 10 \lg \frac{l_3}{h_B} \quad (11)$$

## 2. Расчет скоростей колебаний системы

Наиболее высокие уровни шума при работе рольгангов возникают в ситуациях, когда обрабатываемые изделия скатываются на валки из соответствующих накопителей. Это соответствует условиям скатывания брёвен древесины при подаче в рабочую зону лесопильных рам и стальных прутков, в особенности, большого диаметра. В этом случае возникает два «режима» излучения звуковой энергии. В первой фазе при скатывании заготовок возникает удар о валки, что соответствует импульсному шуму. В следующей фазе вращающиеся валки перемещают заготовку в зону обработки. Этот режим соответствует условиям стационарного шума. При соударении заготовок с валками силовое воздействие определяется зависимостями (3):

$$F(t) = \frac{1,14v_0^2}{k_1\alpha_m} \sin \frac{1,1v_0}{\alpha_m} t \text{ при } t \leq \tau \text{ и } 0 \text{ при } t > \tau, \quad (12)$$

где  $v_0$  – скорость в момент соударения, м/с;  $\tau$  – время соударения, с.

Величины, входящие в формулу (12), определяются следующими соотношениями [4]:

$$\alpha_m = \left( \frac{5v_0^2}{4k_1k_2} \right)^{0,4}; \quad k_1 = \frac{m_1 + m_2}{m_1m_2};$$

$$k_2 = \frac{q_k^{3/2}}{(\mu_1 + \mu_2)\sqrt{\frac{1}{R_1} + \frac{2}{R_2}}}; \quad \tau = \frac{2,9}{v_0^{0,2}} \left( \frac{1,25}{k_1k_2} \right)^{0,4},$$

где  $\mu_i$  – коэффициенты Пуассона материала валков и заготовок;  $R_1$  и  $R_2$  – радиусы заготовок и валков, м, (соответственно);  $q_k$  – коэффициент, определяемый по данным [4] в зависимости от соотношения  $R_1/R_2$  (для условий контактирования перпендикулярного расположения осей валков и заготовок);  $m_1$  – масса заготовки, кг;  $m_2$  – масса валка, кг.

Скорость в момент соударения определяется из условия равенства кинетической энергии и потенциальной в момент контакта заготовки и валка. Тогда

$$v_0 = \sqrt{\frac{2gm_1H}{m_2}} = 4,4\sqrt{\frac{m_1H}{m_2}},$$

где  $H$  – высота падения заготовки на валок, м.

При расчёте скоростей колебаний валков они рассматриваются как системы с распределенными параметрами. Поскольку размеры площадки контакта валка с заготовкой гораздо меньше длины валка, то расчёт скоростей для обоих рассматриваемых фаз определяется из уравнения

$$EJ \frac{\partial^4 J}{\partial x^4} + \rho F \frac{\partial^2 Y}{\partial t^2} = P(t)\delta(x - x_0), \quad (13)$$

где  $E$  – модуль упругости валка, Па;  $J$  – момент инерции, м<sup>4</sup>;  $\rho$  – плотность материала валка, кг/м<sup>3</sup>;  $F$  – площадь поперечного сечения, м<sup>2</sup>;  $\delta(x - x_0)$  – дельта функция, смещенная по координате.

Поскольку валки представляют собой стальной цилиндр, то уравнение (13) примет вид:

$$\frac{d^2y}{dt^2} + 1,7 \times 10^6 d^2 \frac{d^4y}{dx^4} = \frac{1,6P(t) \times 10^{-4}}{d^2} \delta(x - x_0) \quad (14)$$

Рольганги, эксплуатируемые в машиностроении и деревообрабатывающей промышленности, значительно различаются геометрическими размерами, в особенности диаметром валков и их длиной. Поэтому расчет скоростей колебаний выполнен для двух вариантов опор и, соответственно, краевых условий закрепления – шарнирно-опертого стержня при соизмеримых соотношениях жесткости опор и изгибной жесткости валка, а также упругоподатливых опор. Существенное различие в процессах возбуждения вибраций и шумообразования двух фаз заключается в том, что при соударении прутков с валками координата приложения силовой нагрузки является постоянной, а при перемещении заготовки (вторая фаза), учитывается скорость подачи заготовки. С использованием метода разделения переменных [5-9], применительно к рольгангам дифференциальные уравнения примут следующий вид:

Для первой фазы с учетом краевых условий шарнирного закрепления:

$$\frac{d^2y}{dt^2} + 1,6 \times 10^3 d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 y = \frac{2,28 \times 10^{-4} v_0}{k_1 d_m l} \sum_{k=1}^{k^*} \sin \frac{\pi k x_0}{l} \sin \frac{1,1 v_0 t}{d_m},$$

где  $k$  – коэффициент, определяющий собственные частоты колебаний валка;  $k^*$  – количество собственных частот в нормируемом диапазоне частот ( $f \leq 11200$  Гц).

Частотное решение относительно модуля максимального значения действительной части скорости колебаний с учетом действительной функции получено в следующем виде:

$$|Re\{v_k\}| = \frac{2,5 \times 10^{-4} v_0^2}{k_1 d_m^2 l} \sum \frac{1,6 \times 10^3 d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 - \frac{1,1 v_0}{d_m}}{\left[1,6 \times 10^3 d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 - \left(\frac{1,1 v_0}{d_m}\right)^2\right]^2 + 2,56 \times 10^{16} \eta^2 \left(\frac{k}{l}\right)^3 d^4} \quad (15)$$

где  $\eta$  – коэффициент потерь колебательной энергии.

Для условий валков с учетом жесткости опор (при допущении, что жесткости всех опор равны друг другу) система уравнений примет вид:

$$\begin{aligned} \frac{d^2y}{dt^2} + 1,6 \times 10^8 d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 y &= \frac{1,7 \times 10^{-4} v_0}{k_1 d_m l} \sum \cos \frac{\pi k x_0}{l} \sin \frac{1,1 v_0 t}{d_m} \\ \frac{d^2y}{dt^2} + 1,3 \times 10^{10} d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 y &= \frac{5,7 \times 10^{-5} v_0}{k_1 d_m l} \sum \cos \frac{3\pi k x_0}{l} \sin \frac{1,1 v_0 t}{d_m} \end{aligned}$$

Общее решение определяется следующим образом:

$$\begin{aligned} |Re\{v_0\}| &= \frac{1}{j} \left( 1,3 \times 10^4 d \left(\frac{k}{l}\right)^2 \cos 1,3 \times 10^4 d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^2 t + 1,1 \times \right. \\ &\quad \left. \times 10^5 d \left(\frac{k}{l}\right)^2 \cos 1,3 \times 10^5 \left(\frac{k}{l}\right)^2 t \right), \end{aligned} \quad (16)$$

где  $j$  – жесткость подшпикниковой опоры, н/м.

Частотное решение определяется следующим выражением:

$$|Re\{v_{k2}\}| = \left| \frac{1,9 \times 10^{-4} v_0^2}{k_1 d_m^2 l} \sum \frac{\left[ 1,6 \times 10^8 d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 - \left(\frac{1,1v_0}{d_m}\right)^2 \right] \cos \frac{1,1v_0}{3\pi d_m} + \cos \frac{\pi k x_0}{l}}{\left[ 1,6 \times 10^8 d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 - \left(\frac{1,1v_0}{d_m}\right)^2 \right] + 2,56 \times 10^{16} \eta^2 \left(\frac{k}{l}\right)^3 d^4} + \right. \\ \left. + \frac{6,3 \times 10^{-5} v_0^2}{k_1 d_m^2 l} \sum \frac{\left[ 1,3 \times 10^{10} d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 - \left(\frac{1,1v_0}{d_m}\right)^2 \right] \cos \frac{1,1v_0}{d_m} + \cos \frac{3\pi k x_0}{l}}{\left[ 1,3 \times 10^{10} d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 - \left(\frac{1,1v_0}{d_m}\right)^2 \right]^2 + 1,7 \times 10^{10} \eta^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 d^4} \right| \quad (17)$$

Для фазы, когда заготовка перемещается по валкам при шарнирных опорах дифференциальное уравнение имеет вид:

$$\frac{d^2 y}{dt^2} + 1,6 \times 10^3 d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 y = \frac{2 \times 10^{-3} m}{d^2 l} \sum \sin \frac{\pi k x_0}{l} \sin \frac{\pi k S}{d_m} t, \quad (18)$$

где  $S$  – скорость подачи, м/с;  $m$  – привязанная к валку масса, кг.

$$|Re\{v_k\}| = \left| \frac{6,3 \times 10^{-3} m S}{(dl)^2} \sum \frac{\left[ 1,6 \times 10^8 d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 - \left(\frac{\pi k S}{l}\right)^2 \right] \cos \frac{\pi k S}{l} t}{\left[ 1,6 \times 10^8 d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 - \left(\frac{\pi k S}{l}\right)^2 \right] + 2,56 \times 10^{16} \eta^2 d^4 \left(\frac{k}{l}\right)^3} \right| \quad (19)$$

Для условий с учётом жесткости опор:

$$\frac{d^2 y}{dt^2} + 1,6 \times 10^3 d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 y = \frac{1,5 \times 10^{-3} m}{d^2 l} \sum \cos \frac{\pi k x_0}{l} \cos \frac{\pi k S}{l} t \\ \frac{d^2 y}{dt^2} + 1,3 \times 10^{10} d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 y = \frac{5 \times 10^{-4} m}{d^2 l} \sum \cos \frac{3\pi k x_0}{l} \cos \frac{3\pi k S}{l} t \quad (20)$$

Частное решение определяется формулой:

$$|Re\{v_{k2}\}| = \left| \frac{4,7 \times 10^{-3} m S}{(dl)^2} \sum \frac{\left[ 1,6 \times 10^8 d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 - \left(\frac{\pi k S}{l}\right)^2 \right] \sin \frac{\pi k S}{l} t \cos \frac{\pi k x_0}{l}}{\left[ 1,6 \times 10^8 d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 - \left(\frac{\pi k S}{l}\right)^2 \right] + 2,56 \times 10^{16} \eta^2 d^4 \left(\frac{k}{l}\right)^4} + \right. \\ \left. + \frac{1,5 \times 10^{-3} m S}{(dl)^2} \sum \frac{\left[ 1,3 \times 10^{10} d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 - \left(\frac{3\pi k S}{l}\right)^2 \right] \sin \frac{3\pi k S}{l} t \cos \frac{3\pi k x_0}{l}}{\left[ 11,3 \times 10^{10} d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 - \left(\frac{3\pi k S}{l}\right)^2 \right]^2 + 1,7 \times 10^{10} \eta^2 d^4 \left(\frac{k}{l}\right)^8} \right| \quad (21)$$

$$v_k = v_0 + v_2$$

Перемещаемые рольгангом заготовки могут иметь форму, отличную от цилиндрической. При подаче в зону реализации технологического процесса проката в качестве акустической модели заготовки целесообразно принять линейный источник, аналитическая зависимость звукового давления которого по данным работ [2, 5] приведена к виду:

$$P = 70 v_k a \sqrt{\frac{f_k}{r}}, \quad L_p = 20 \lg v_k a + 10 \lg \frac{f_k}{r} + 131,$$

где  $a$  – размер поперечного сечения заготовки, м.

Аналогично рольгангам для заготовки также следует рассмотреть две «фазы». В первой «фазе» следует учесть, что взаимодействие заготовки происходит с несколькими валками.

В этом случае согласно зависимости (12) уравнение колебаний имеет вид:

$$\frac{d^2 y}{dt^2} + 6 \frac{EJ}{\rho F} \left( \frac{k}{l} \right)^4 y = \frac{1,14 K_B v_0^2}{k_1 \alpha_m} \sin \frac{1,1 v_0}{\alpha_m} t ,$$

где  $K_B$  – количество валков.

Решение в виде модуля действительной части максимального значения скорости колебаний получено в следующем виде:

$$|Re\{v_k\}_{max}| = \frac{1,25 K_B v_0^3}{k_1 \alpha_m^2} \sum \frac{\left[ 6 \frac{EJ}{\rho F} \left( \frac{k}{l} \right)^4 - \frac{1,2 v_0^2}{\alpha_m^2} \right]}{\left[ 6 \frac{EJ}{\rho F} \left( \frac{k}{l} \right)^4 - \frac{1,2 v_0^2}{\alpha_m^2} \right]^2 + 36 \left( \frac{EJ}{\rho F} \eta_3 \right)^2 \left( \frac{k}{l} \right)^8} ,$$

где  $\eta_3$  – коэффициент потерь колебательной энергии заготовки.

Расчет скоростей колебаний заготовки при перемещении заготовки по валкам основан на допущении, что силовое воздействие от каждого валка остается постоянным в течении всего времени перемещения.

В этом случае дифференциальное уравнение колебаний имеет вид:

$$\frac{d^2 y}{dt^2} + 6 \frac{EJ}{\rho F} \left( \frac{k}{l} \right)^4 y = \frac{2PK_B}{\rho F l_3} \sum_1^{K_B} \sin \frac{\pi k l_i}{l_3} ,$$

где  $l_3$  – длина заготовки, м;  $l_i$  – координата расположения  $i$ -го валка в рольганге, м.

В этом случае скорости колебаний заготовки определяются следующим выражением:

$$|v_k|_{max} = \sum \frac{2m_3 K_B l_3 \rho F k^2}{EJ(1 + \eta_3^2)} .$$

Для определения звукового давления полученное значение скорости колебаний необходимо подставить в зависимость (6) или (7), исходя из условий, заданных в выражении (3), а уровни звукового давления определяются выражениями (8) или (9). Уровень звукового давления всей системы определяется при помощи выражения (11). Вести расчет имеет смысл для собственных частот валка рольганга.

## Заключение

Фактически учтены необходимые геометрические, физико-механические характеристики и условия эксплуатации. Особо следует отметить учтенный в расчетных зависимостях коэффициент потерь колебательной энергии, поскольку именно эта физическая величина определяет выбор материала и конструкцию системы вибропоглощения и, следовательно, уровней излучаемого шума.

## Список литературы

1. Шендеров Е. Л. Волновые задачи гидроакустики. – Ленинград: Судостроение, 1972. – 349с.

2. Чукарин А. Н. Теория и методы акустических расчетов и проектирования технологических машин для механической обработки. – Ростов на Дону: Издательский центр ДГТУ, 2005. – 152с.
3. Н. И. Иванов, А. Е. Шашурин. Защита от шума и вибрации: учебное пособие [для вузов] – 2-е изд., перераб. и доп. – СПб.: Печатный Цех, 2019. - 282 с.
4. В. Гольдсмит. Удар. Теория и физические свойства соударяемых тел. – М.: Стройиздат, 1965. – 448с.
5. Никифоров А.С. Акустическое проектирование судовых конструкций. – Ленинград: 1990. – 200с.
6. Ivanov, N. The method of sequential transformation of the sound fields / N. Ivanov, G. Kurtsev, A. Shashurin // Akustika. – 2021. – Vol. 39. – P. 143-149. – DOI 10.36336/akustika202139141. – EDN ZUXXUM.O
7. Theoretical study of the vibration excitation and noise generation processes of the grinding wheels of thread-and spline grinding machines / A. Shashurin, P. Kurchenko, Z. Razakov, A. Chukarin // Akustika. – 2021. – Vol. 39. – P. 175-178. – DOI 10.36336/akustika202139173. – EDN LTWOOD.
8. Экспериментальное исследование эффективности вибропоглощающего покрытия / В. Ю. Кирпичников, А. И. Сятковский, Л. Ф. Дроздова, А. Е. Шашурин // Безопасность жизнедеятельности. – 2019. – № 2(218). – С. 33-39. – EDN YWLECD.
9. Использование метода преобразования звуковых полей для расчёта эффективности шумозащитных конструкций / Н. И. Иванов, Н. В. Тюрина, А. Е. Шашурин, П. С. Курченко // Noise Theory and Practice. – 2020. – Т. 6. – № 4(22). – С. 128-134. – EDN AIQXUC.

## References

1. Shenderov E. L. Wave problems of hydroacoustics. – Leningrad: Shipbuilding, 1972. – 349s.
2. Chukarin A. N. Theory and methods of acoustic calculations and design of technological machines for mechanical processing. – Rostov on Don: Publishing Center of DSTU, 2005. – 152s.
3. N. I. Ivanov, A. E. Shashurin. Protection from noise and vibration: a textbook [for universities] – 2nd ed., reprint. and additional – St. Petersburg: Printing Shop, 2019. - 282 p.
4. V. Goldsmith. Hit. Theory and physical properties of impacted bodies. – М.: Stroyizdat, 1965. – 448s.
5. Nikiforov A.S. Acoustic design of ship structures. – Leningrad: 1990. – 200s.
6. Ivanov, N. The method of sequential transformation of the sound fields / N. Ivanov, G. Kurtsev, A. Shashurin // Akustika. – 2021. – Vol. 39. – P. 143-149. – DOI 10.36336/akustika202139141. – EDN ZUXXUM.About
7. Theoretical study of the vibration excitement and noise generation processes of the grinding wheels of thread-and spline grinding machines / A. Shashurin, P. Kurchenko, Z. Razakov, A. Chukarin // Akustika. – 2021. – Vol. 39. – P. 175-178. – DOI 10.36336/akustika202139173. – EDN LTWOOD.
8. Experimental study of the effectiveness of a vibration-absorbing coating / V. Y. Kirpichnikov, A. I. Syatkovsky, L. F. Drozdova, A. E. Shashurin // Life safety. – 2019. – № 2(218). – Pp. 33-39. – EDN YWLECD.
9. Using the method of converting sound fields to calculate the effectiveness of noise-proof structures / N. I. Ivanov, N. V. Tyurina, A. E. Shashurin, P. S. Kurchenko // Noise Theory and Practice. – 2020. - Т. 6. – № 4(22). – Pp. 128-134. – EDN AIQXUC.

УДК: 534.6  
OECD: 1.03 AA

## Экспериментальные исследования уровней звукового давления колес легкового автомобиля для диагностики повреждения колес по акустическим сигналам

Богданова А.М.<sup>1\*</sup>, Курченко П.С.<sup>2</sup>, Фиев К.П.<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Аспирант, <sup>2</sup>Ассистент, <sup>3</sup>Старший преподаватель

<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 представлены результаты экспериментальных исследований уровней звука колес легкового автомобиля, 2019 года выпуска. Проанализированы октавные и третьоктавные спектры шума автомобильных шин с уровнем давления воздуха в них 2 и 1,5 атмосферы. По результатам анализа третьоктавных спектров шума сделан вывод о том, что значимая разница в уровнях звуковых давлений автомобильных шин выявлена в третьоктавном спектре от 25 Гц до 10000 Гц на скоростях до 40 км/ч. При повышении скорости с 40 до 60 км/ч разница в уровнях звуковых давлений автомобильных шин сокращается. В результате проведенного исследования определены значения критериев по уровням звукового давления при разнице давлений воздуха в автомобильных шинах легкового автомобиля 0,5 атмосфер, на скоростях 15, 20, 40 км/ч в третьоктавном спектре от 25 Гц до 10000 Гц. Таким образом, можно сделать вывод, что критерии по уровню звукового давления в процессе снижения давления воздуха в шинах являются значимыми показателями и могут быть применены для диагностирования состояния автомобильных шин.

**Ключевые слова:** шум, звук, уровень звукового давления, компьютерная диагностика, легковой автомобиль, городской трафик.

### *Experimental study of sound pressure levels emitted by wheels of a passenger car to determine wheels damage using acoustic signals*

*Bogdanova A.M.<sup>1\*</sup>, Kurchenko P.S.<sup>2</sup>, Fiev K.P.<sup>3</sup>*

*<sup>1</sup>Graduate student, <sup>2</sup>Assistant, <sup>3</sup>Senior Lecturer*

*<sup>1,2,3</sup> Department of Ecology and Industrial Safety, Baltic State Technical University 'VOENMEH',  
St. Petersburg, Russia*

### **Abstract**

*The article presents the results of experimental studies of the sound levels of the wheels of the passenger car, 2019. Octave and third octave noise spectra of automobile tires with an air pressure level of 2 and 1.5 atmospheres are analyzed. Based on the results of the analysis of the third-octave noise spectra, it was concluded that a significant difference in the sound pressure levels of automobile tires was detected in the third-octave spectrum from 25 Hz to 10000 Hz at speeds up to 40 km/h. When the speed increases from 40 to 60 km/h, the difference in the sound pressure levels of car tires decreases. As a result of the conducted research, the values of criteria for sound pressure levels were determined at an air pressure difference in passenger car tires of 0.5 atmospheres, at speeds of 15, 20, 40 km/h in the third octave spectrum from 25 Hz to 10000 Hz. Thus, it*

---

\*E-mail: bogdanovoyanne@gmail.com (Богданова А.М.)

can be concluded that the criteria for the sound pressure level in the process of reducing tire air pressure are significant and can be used to diagnose the condition of car tires.

**Keywords:** noise, sound, sound pressure level, computer diagnostics, passenger car, urban traffic.

## Введение

Существенный рост автомобилизации в России, Европе, Северной Америке, Японии и других странах позволяет предположить, что дорожное движение останется доминирующим источником шума в обществе в обозримом будущем. Многочисленными исследованиями установлено, что при нормальных транспортных потоках и типовом составе транспортных средств на городских дорогах около 60% звуковой мощности дорожного шума обусловлено шумом взаимодействия шин с дорогой [1,2].

По данным НИЦ ГИБДД МВД РФ существенно выше доля дорожно-транспортных происшествий (ДТП), в которых неудовлетворительное техническое состояние транспортных средств (ТС) было сопутствующей причиной ДТП. По результатам отечественных научных исследований, с техническими неисправностями транспорта связано до 13% происшествий всех видов и до 15% – с особо тяжкими последствиями.

Техническая диагностика автомобиля – это совокупность целей и задач, связанных с поиском неисправностей механизмов и систем автомобиля, для их дальнейшего устранения. Процесс диагностирования включает тестирование всех основных параметров и характеристик систем, влияющих на работу автомобиля (блок управления двигателя, автоматическая трансмиссия, пневмоподвеска, система ABS, система безопасности, круиз контроль, иммобилайзер и т.д.). Электронные системы управления оборудованием автомобилей дают новые возможности для автомобилистов при получении данных о техническом состоянии систем и механизмов двигателя.

Эффективное использование средств диагностирования на станциях обслуживания автомобилей и в автотранспортных предприятиях возможно лишь в результате правильного их применения и эксплуатации. Поэтому исследованию диагностического оборудования, а также методов прогнозирования остаточного ресурса автомобиля в последнее время уделяется особое внимание [3].

Диагностика и устранение неисправности автомобиля и заблаговременное предотвращение серьёзных автомобильных аварий возможно при помощи водительского интерфейса, если автомобиль оборудован соответствующими датчиками путём архивирования накопленных звуков и отправкой сообщения об основных возникших неисправностях автомобиля водителю [4].

Не менее важно контролировать безопасность механических частей автомобиля.

Программа диагностики автомобиля с помощью звука может быть передана владельцу-водителю при выпуске автомобиля, может выполнять самодиагностику, устанавливаясь на автомобиль, и может использоваться с приложением в интеллектуальной среде [5].

Авторами [5] предлагается использовать непосредственную расшифровку фонем, опираясь на характерные звуки определённых неисправностей, которые использовались опытными водителями и механиками прошлых поколений. Предлагается записывать в качестве эталонных звуки запуска двигателя, остановки двигателя и звук при движении. Однако, учитывая хорошую шумоизоляцию современных автомобилей, использование единственного датчика звука даёт возможность выделить фонемы неисправностей только



в идеальных «лабораторных» условиях, в отсутствие других источников звука, а при использовании нескольких микрофонов, шумовая составляющая не позволяет сравнивать их сигналы непосредственно.

Авторам работ [6, 7] удалось удачно применить время-частотный принцип, но опять-таки в идеальных «лабораторных» условиях и с единственным источником звукового сигнала.

Из всех компонентов и деталей автомобиля только шины находятся в непосредственном контакте с дорожным покрытием. Поэтому их состояние крайне важно для любого авто. Ведь от него зависит не только проходимость и экономичность машины, но и безопасность водителя, пассажиров, да и других участников движения. Одним из главных показателей состояния покрышек является давление воздуха в них. Чтобы поддерживать его оптимальное значение, нужно контролировать давление во всех колесах не реже, чем раз в месяц [8].

## 1. Описание экспериментальных исследований

Экспериментальные исследования выполнены с целью выявления критериев, показывающих различие в акустических характеристиках колёс легкового автомобиля при их контакте с дорожным покрытием для обнаружения неисправности, а именно, снижения давления в автомобильных шинах.

Задачами экспериментальных исследований являлись:

- определение уровней звукового давления, излучаемых правой и левой задними шинами движущегося легкового автомобиля при давлении воздуха в них равном 2 и 1,5 атмосферы при одновременном измерении;
- анализ уровней звукового давления, излучаемых шинами;
- определение критериев, характеризующих изменения уровней звукового давления шин при движении со скоростями 15 км/ч, 20 км/ч, 40 км/ч с разницей давления в шинах 0,5 атмосферы.

Авторами статьи было проведено исследование акустических характеристик колес легкового автомобиля в условиях городского трафика в зимнее время.

Испытания проводились в условиях реального городского трафика, микрофоны располагались в районе крыльев задних колес автомобиля. В данной работе в качестве бортовых устройств использовались шумомеры 1 класса точности с цифровыми микрофонами (далее – микрофон 1, микрофон 2), расположенными таким образом, что удалось создать пространственную времячастотную модель (Рисунок 1).

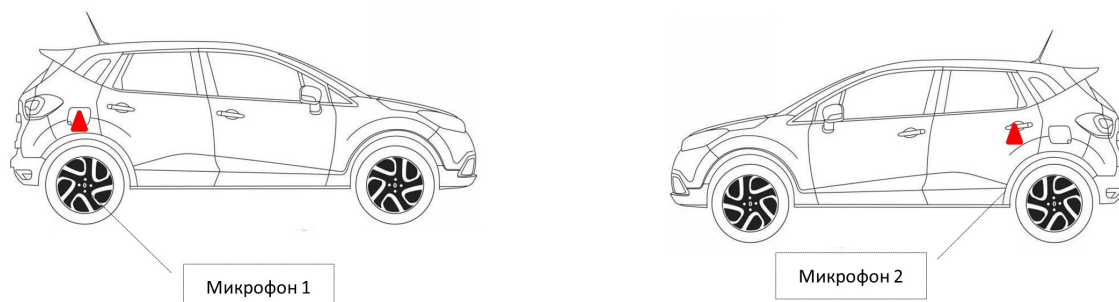


Рис. 1. Функциональная схема бортового устройства для получения акустических характеристик колес автомобиля

Для проведения измерений применялось следующее оборудование:

- шумомеры-анализаторы спектра 1 класса точности Экофизика 110А, Октава 110А;
- цифровые микрофоны МК-233, ВМК-205, программное обеспечение для анализа файлов и телеметрии «Signal+».

Цифровые микрофоны были установлены при помощи строительного скотча на поверхность крыльев автомобиля на расстоянии 10 см от поверхности шины. Расположение микрофонов 1, 2 схематично представлено на рисунке 1. Микрофоны 1,2 были соединены с шумомерами-анализаторами посредством микрофонных удлинительных кабелей.

Экспериментальные исследования выполнялись на легковом автомобиле 2019 года выпуска. Технические характеристики автомобиля и характеристики испытанных шин представлены в Таблице 1.

На рисунке 2 представлены фотографии автомобильных шин Yokohama 215/65 R16 102T IG65, использованных для проведения натурных измерений.

Таблица 1

Технические характеристики легкового автомобиля

Характеристики автомобиля	
Класс автомобиля	В
Количество дверей	5
Количество мест	5
Расположение руля	Левый
Объем	1.6 л
Тип двигателя	бензиновый
Привод	передний
Характеристики шин	
Производитель	Yokohama 215/65 R16 102T IG65
Сезонность	зимние
Класс шин	В
Шипы	есть



Рис. 2. Колесо легкового автомобиля с шиной марки Yokohama 215/65 R16 102T IG65

Процесс записи акустических сигналов автомобильных шин осуществлялся несколькими последовательными итерациями прогона автомобиля в городском трафике.

Средние значения времени измерения, при изменении уровня давления воздуха в шинах с 2 до 0,5 атмосфер в диапазоне скоростей 15 км/ч – 60 км/ч, составили от 0,5 до 3 минут.

## 2. Уровни шума автомобильных шин Yokohama 215/65 R16 102T IG65

В результате серии натурных исследований были получены значения уровней звукового давления (УЗД) в октавных (Таблица 2) и третьоктавных полосах (Таблица 4) частот при накаченных шинах колес автомобиля, с давлением в 2 атмосферы, и при частично спущенных шинах колес автомобиля, с давлением 1,5 атмосферы.

Таблица 2

Результаты измерения УЗД в октавных полосах частот

Давление в шинах задних колес автомобиля, атмосферы	Скорость автомобиля, км/ч	Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах частот со среднегеометрическими частотами, Гц									Уровни звука/эквивалентные уровни звука, дБА	Максимальный уровень звука, дБА
		31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000		
Микрофон 1 (правое заднее колесо)												
2	15	77,4	65,7	59,9	54,1	53,6	53,5	47,4	41,9	34,3	56,7	58,1
2	20	82,6	85,0	77,9	71,5	73,1	78,1	71,6	61,2	49,7	80,0	80,7
2	40	88,1	90,9	89,1	84,8	86,3	88,1	80,5	68,3	57,6	90,2	91,1
2	50	95,0	94,5	90,8	88,0	88,6	89,8	81,3	69,5	60,2	92,0	92,6
2	60	99,7	97,1	93,9	90,4	91,2	92,0	83,8	72,4	63,2	94,3	95,6
1,5	15	87,9	87,8	83,7	75,8	77,7	81,6	74,7	61,8	51,0	83,5	84,6
1,5	20	88,5	89,8	85,2	79,2	81,2	84,3	76,6	64,2	53,7	86,1	86,6
1,5	40	80,9	88,5	85,2	78,0	81,2	83,7	76,1	62,8	53,0	85,6	87,2
1,5	50	94,3	93,7	90,3	86,0	86,3	87,7	80,5	67,4	58,5	90,0	91,0
1,5	60	100,1	99,1	95,7	91,5	91,3	92,1	84,0	71,9	63,0	94,5	95,0
Микрофон 2 (левое заднее колесо)												
2	15	78,7	64,3	59,2	55,1	54,0	53,7	49,7	44,8	38,7	57,6	58,8
2	20	81,3	87,5	81,9	72,5	77,0	80,1	76,6	66,5	56,0	83,0	85,5
2	40	88,4	91,9	91,2	86,8	89,6	89,3	84,1	72,4	63,1	92,4	94,1
2	50	95,4	92,9	91,1	88,6	91,7	90,4	84,4	72,9	64,9	93,6	94,2
2	60	100,2	97,3	94,5	91,5	94,4	92,9	87,0	75,7	68,7	96,2	97,2
1,5	15	87,5	89,3	85,3	76,2	80,8	81,9	77,6	65,4	55,4	84,8	86,0
1,5	20	88,2	91,2	87,3	80,1	84,2	84,5	79,3	68,7	61,0	87,5	88,3
1,5	40	94,1	92,6	90,4	85,9	89,4	88,0	82,6	70,3	62,4	91,3	91,9
1,5	50	97,5	95,7	91,6	89,4	92,3	90,9	85,2	73,7	66,0	94,2	94,9
1,5	60	100,0	96,2	93,3	90,7	94,2	92,3	86,3	74,6	67,3	95,7	96,1



Скорость автомобиля, км/ч		Уровни звукового давления, дБ, в 1/3 октавных полосах частот, Гц																			
		60	50	40	20	15	60	50	40	20	15										
Микрофон 2 (левое колесо), 2 атм.																					
25		96,4	92,0	84,6	76,2	79,7	95,4	91,2	84,4	77,8	60,2	94,2	88,3	82,0	75,3	59,4	93,3	87,6	81,0	73,6	60,8
31,5		87,2	84,5	82,8	70,9	52,2	87,6	85,4	84,5	68,8	53,8	85,1	81,9	79,0	65,3	46,8	87,4	84,0	81,6	68,1	47,5
40		90,8	88,1	85,7	72,6	49,9	90,1	87,4	85,9	73,8	48,1	89,0	86,7	85,2	74,6	48,5	89,1	86,4	85,6	76,8	49,6
50		85,1	82,4	82,1	74,3	48,7	84,9	82,3	82,0	74,3	46,7	81,6	79,1	78,7	71,3	43,7	77,4	75,0	74,9	67,9	43,4
63		73,7	71,1	70,7	64,4	41,1	69,4	66,5	65,6	60,6	39,8	65,3	61,6	61,1	55,9	37,6	63,8	59,6	59,0	53,2	35,8
80		64,2	60,2	58,1	51,1	33,3	63,8	60,5	57,5	47,6	31,9	62,6	61,5	57,8	50,6	28,1	62,8	62,8	58,8	53,3	28,1
100		62,8	60,8	57,7	54,1	49,3	62,8	60,8	57,7	54,1	49,3	62,8	60,8	57,7	54,1	49,3	62,8	60,8	57,7	54,1	49,3
125		88,6	87,5	85,5	82,6	78,3	86,3	86,3	86,3	74,6	55,9	88,6	87,5	85,5	82,6	78,3	88,6	87,5	85,5	82,6	78,3
160		86,3	84,4	82,6	79,2	76,4	87,2	84,5	82,8	70,9	52,2	86,3	86,3	86,3	74,6	55,9	87,2	84,5	82,8	70,9	52,2
200		87,2	85,6	83,7	76,3	72,5	87,6	85,4	84,5	68,8	53,8	87,6	85,4	84,5	68,8	53,8	87,6	85,4	84,5	68,8	53,8
250		83,8	83,0	77,4	73,5	68,6	85,1	81,9	79,0	65,3	46,8	83,8	83,0	77,4	73,5	68,6	85,1	81,9	79,0	65,3	46,8
315		86,4	85,4	80,9	75,4	71,6	86,4	84,0	81,6	68,1	47,5	86,4	84,0	81,6	68,1	47,5	86,4	84,0	81,6	68,1	47,5
400		87,3	85,5	82,2	76,9	72,9	87,3	85,5	82,2	69,3	49,6	87,3	85,5	82,2	69,3	49,6	87,3	85,5	82,2	69,3	49,6
500		90,6	88,2	85,1	79,6	76,2	90,6	88,2	85,1	72,6	49,9	90,6	88,2	85,1	72,6	49,9	90,6	88,2	85,1	72,6	49,9
630		89,9	88,5	85,8	80,9	77,7	89,9	88,5	85,8	73,8	48,1	89,9	88,5	85,8	73,8	48,1	89,9	88,5	85,8	73,8	48,1
800		89,1	87,3	84,5	80,5	77,6	89,1	87,3	84,5	74,6	48,5	89,1	87,3	84,5	74,6	48,5	89,1	87,3	84,5	74,6	48,5
1000		87,9	86,6	83,7	80,4	78,0	87,9	86,6	83,7	76,8	49,6	87,9	86,6	83,7	76,8	49,6	87,9	86,6	83,7	76,8	49,6
1250		84,2	83,2	80,3	77,8	75,1	84,2	83,2	80,3	74,3	48,7	84,2	83,2	80,3	74,3	48,7	84,2	83,2	80,3	74,3	48,7
1600		84,1	83,1	80,4	77,1	75,3	84,1	83,1	80,4	74,3	46,7	84,1	83,1	80,4	74,3	46,7	84,1	83,1	80,4	74,3	46,7
2000		81,3	80,1	77,7	74,0	72,5	81,3	80,1	77,7	71,3	43,7	81,3	80,1	77,7	71,3	43,7	81,3	80,1	77,7	71,3	43,7
2500		76,5	75,4	73,0	69,6	68,3	76,5	75,4	73,0	67,9	43,4	76,5	75,4	73,0	67,9	43,4	76,5	75,4	73,0	67,9	43,4
3150		72,7	71,7	68,5	66,2	63,8	72,7	71,7	68,5	64,4	41,1	72,7	71,7	68,5	64,4	41,1	72,7	71,7	68,5	64,4	41,1
4000		68,1	67,8	63,7	63,4	58,4	68,1	67,8	63,7	60,6	39,8	68,1	67,8	63,7	60,6	39,8	68,1	67,8	63,7	60,6	39,8
5000		63,8	62,8	58,8	59,3	53,8	63,8	62,8	58,8	55,9	37,6	63,8	62,8	58,8	55,9	37,6	63,8	62,8	58,8	55,9	37,6
6300		62,3	61,4	57,3	57,6	51,6	62,3	61,4	57,3	53,2	35,8	62,3	61,4	57,3	53,2	35,8	62,3	61,4	57,3	53,2	35,8
8000		62,6	61,5	57,8	56,2	50,6	62,6	61,5	57,8	51,1	33,3	62,6	61,5	57,8	51,1	33,3	62,6	61,5	57,8	51,1	33,3
10000		62,8	60,8	57,7	54,1	49,3	62,8	60,8	57,7	47,6	31,9	62,8	60,8	57,7	47,6	31,9	62,8	60,8	57,7	47,6	31,9
Микрофон 2 (левое колесо) 1,5 атм.																					
60		96,2	93,7	90,5	84,7	82,5	96,2	93,7	90,5	84,7	82,5	95,5	92,5	89,6	83,8	82,1	93,6	92,3	87,7	81,0	83,4
50		91,8	91,4	87,6	79,7	85,4	91,8	91,4	87,6	79,7	85,4	91,5	91,9	88,8	82,8	82,8	91,5	91,9	88,8	82,8	82,8
40		87,7	87,7	84,3	83,4	83,4	87,7	87,7	84,3	83,4	83,4	89,0	89,0	87,3	86,9	85,3	89,0	89,0	87,3	86,9	85,3
20		85,5	85,5	82,6	78,3	78,3	85,5	85,5	82,6	78,3	78,3	87,5	87,5	85,5	82,6	78,3	87,5	87,5	85,5	82,6	78,3
15		86,3	84,4	82,6	79,2	76,4	86,3	84,4	82,6	79,2	76,4	88,6	88,6	86,3	86,3	74,6	88,6	88,6	86,3	86,3	74,6
60		87,2	85,6	83,7	76,3	72,5	87,2	85,6	83,7	76,3	72,5	88,6	88,6	86,3	86,3	74,6	88,6	88,6	86,3	86,3	74,6
50		83,8	83,0	77,4	73,5	68,6	83,8	83,0	77,4	73,5	68,6	86,4	85,4	80,9	75,4	71,6	86,4	85,4	80,9	75,4	71,6
40		86,4	85,4	80,9	75,4	71,6	86,4	85,4	80,9	75,4	71,6	87,3	85,5	82,2	76,9	72,9	87,3	85,5	82,2	76,9	72,9
20		90,6	88,2	85,1	79,6	76,2	90,6	88,2	85,1	79,6	76,2	89,9	88,5	85,8	80,9	77,7	89,9	88,5	85,8	80,9	77,7
15		89,9	88,5	85,8	80,9	77,7	89,9	88,5	85,8	80,9	77,7	89,1	87,3	84,5	80,5	77,6	89,1	87,3	84,5	80,5	77,6
60		87,9	86,6	83,7	80,4	78,0	87,9	86,6	83,7	80,4	78,0	87,9	86,6	83,7	80,4	78,0	87,9	86,6	83,7	80,4	78,0
50		84,2	83,2	80,3	77,8	75,1	84,2	83,2	80,3	77,8	75,1	84,1	83,1	80,4	77,1	75,3	84,1	83,1	80,4	77,1	75,3
40		81,3	80,1	77,7	74,0	72,5	81,3	80,1	77,7	74,0	72,5	81,3	80,1	77,7	74,0	72,5	81,3	80,1	77,7	74,0	72,5
20		76,5	75,4	73,0	69,6	68,3	76,5	75,4	73,0	69,6	68,3	76,5	75,4	73,0	69,6	68,3	76,5	75,4	73,0	69,6	68,3
15		72,7	71,7	68,5	66,2	63,8	72,7	71,7	68,5	66,2	63,8	72,7	71,7	68,5	66,2	63,8	72,7	71,7	68,5	66,2	63,8
60		68,1	67,8	63,7	63,4	58,4	68,1	67,8	63,7	63,4	58,4	68,1	67,8	63,7	63,4	58,4	68,1	67,8	63,7	63,4	58,4
50		63,8	62,8	58,8	59,3	53,8	63,8	62,8	58,8	59,3	53,8	63,8	62,8	58,8	59,3	53,8	63,8	62,8	58,8	59,3	53,8
40		62,3	61,4	57,3	57,6	51,6	62,3	61,4	57,3	57,6	51,6	62,3	61,4	57,3	57,6	51,6	62,3	61,4	57,3	57,6	51,6
20		62,6	61,5	57,8	56,2	50,6	62,6	61,5	57,8	56,2	50,6	62,6	61,5	57,8	56,2	50,6	62,6	61,5	57,8	56,2	50,6
15		62,8	60,8	57,7	54,1	49,3	62,8	60,8	57,7	54,1	49,3	62,8	60,8	57,7	54,1	49,3	62,8	60,8	57,7	54,1	49,3

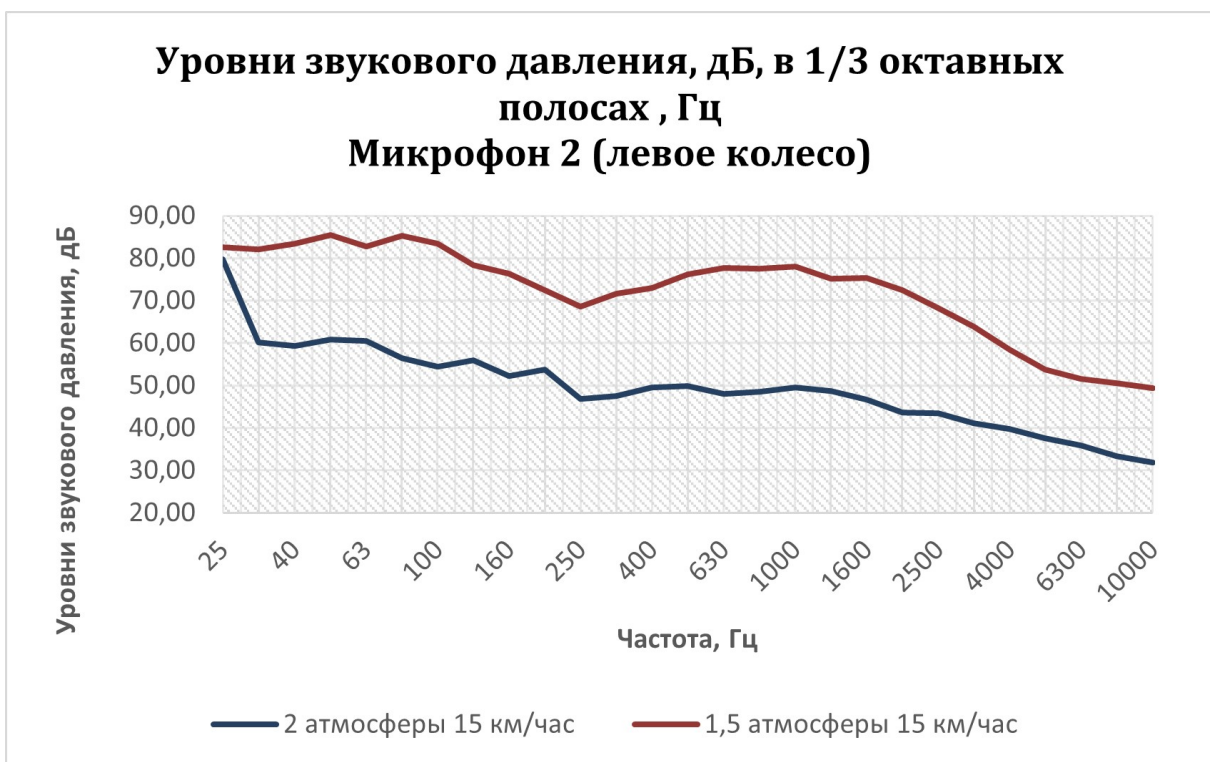
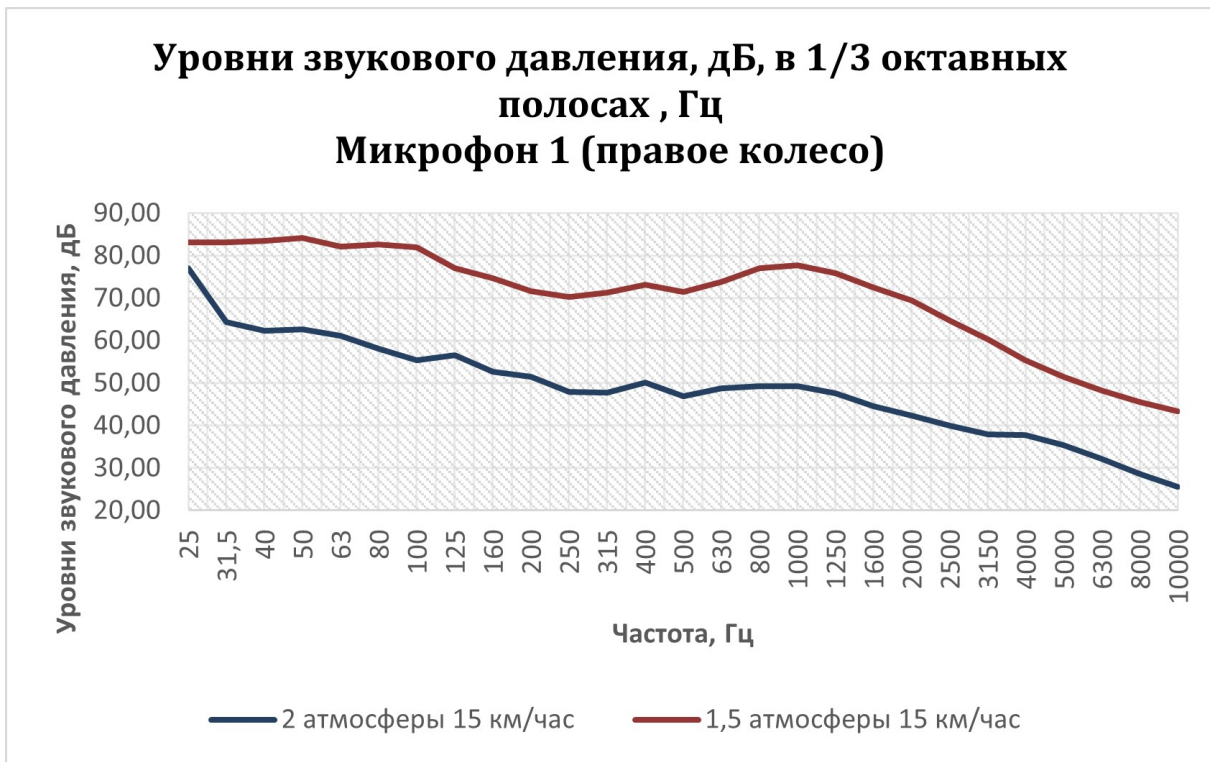


Рис. 3. Треть-октавные спектры шума автомобильных шин Yokohama 215/65 R16 102T IG65 на скорости 15 км/ч

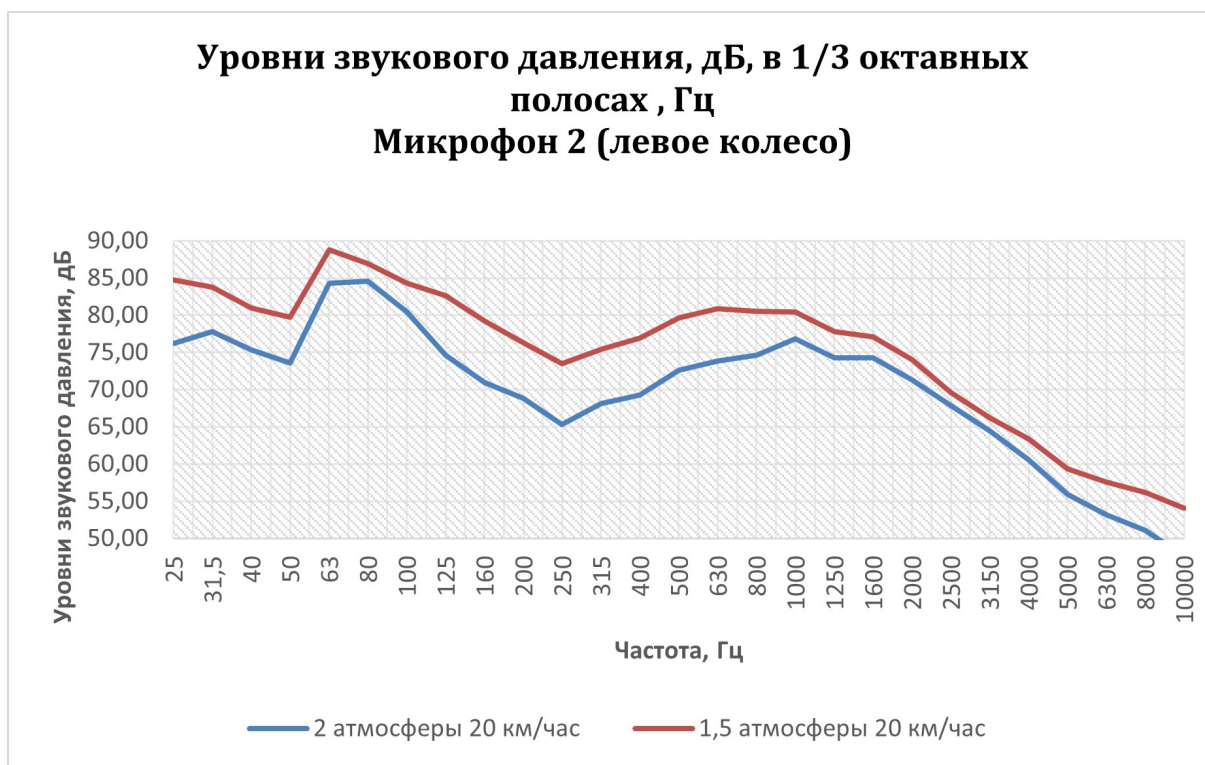
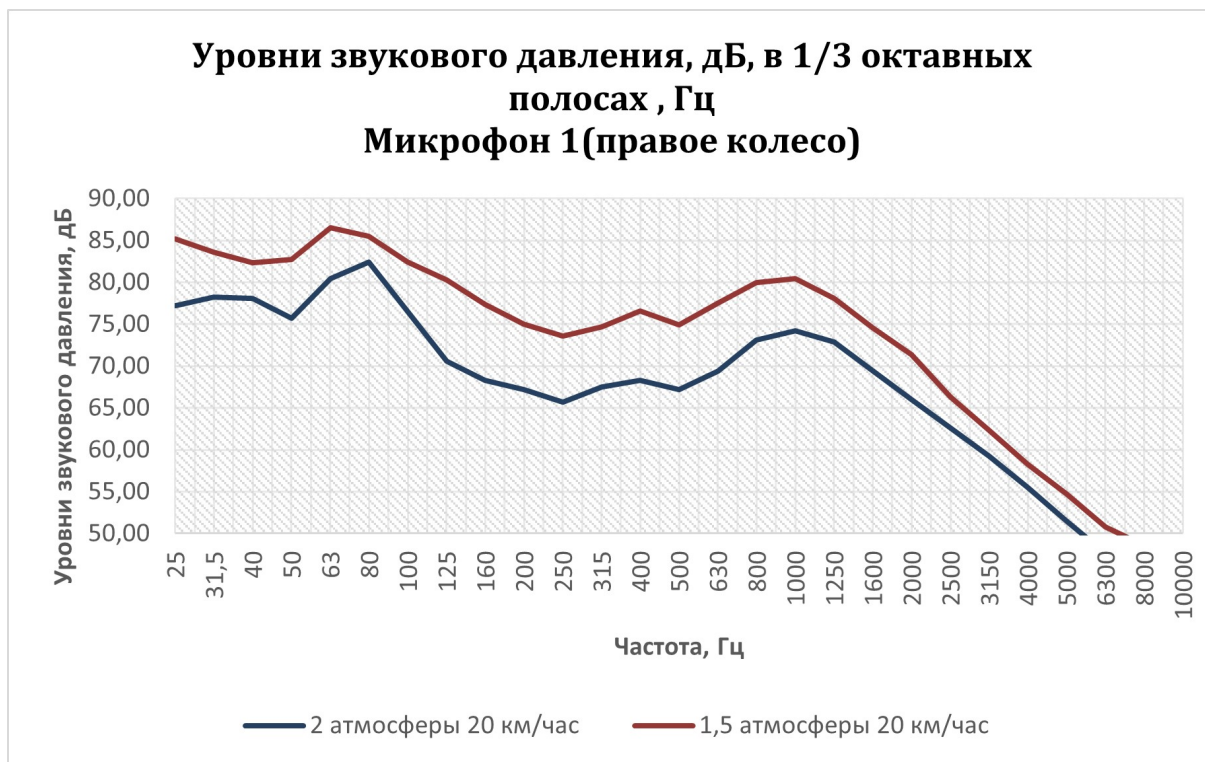


Рис. 4. Треть-октавные спектры шума автомобильных шин Yokohama 215/65 R16 102T IG65 на скорости 20 км/ч

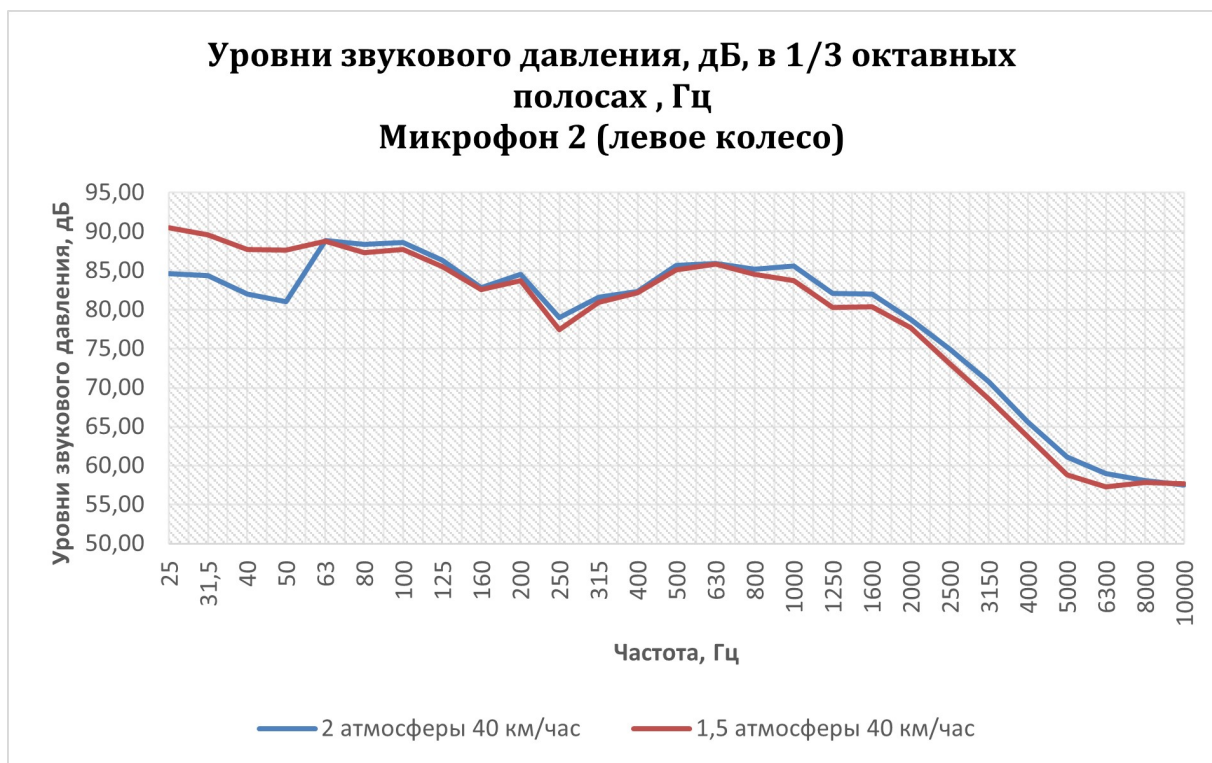
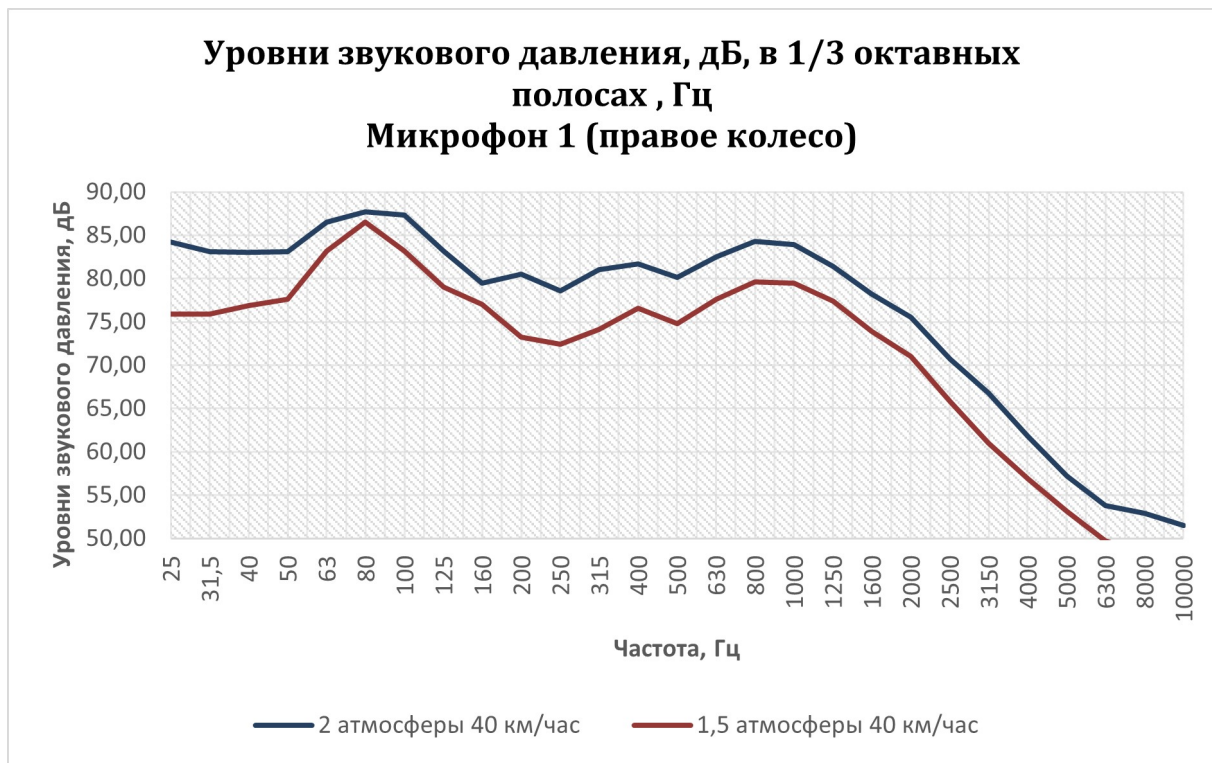


Рис. 5. Треть-октавные спектры шума автомобильных шин Yokohama 215/65 R16 102T IG65 на скорости 40 км/ч



В результате анализа значений УЗД источника шума для частотных полос третьоктавного спектра получили более детальное представление об изменениях УЗД в зависимости от давления воздуха в шинах на выбранных скоростях (Рисунок 3-5).

В таблице 4 представлены значения критериев, которые показывают изменение УЗД в шинах для третьоктавного спектра при разнице давления воздуха в шинах колес 0,5 атм.

Таблица 4

Значения критерия уровня звукового давления при разнице давления воздуха в шинах колес автомобиля 0,5 атм

Скорость автомобиля, км/ч	Уровни звукового давления, дБ, в 1/3 октавных полосах, Гц																											
	60	50	40	20	15	60	50	40	20	15																		
25	-0,2	0,2	1,7	1,4	2,2	2,4	1,5	1,7	2,5	2,4	1,7	-0,3	0	0,2	0,1	0,3	0	-0,3	0,4	-0,1	0	-0,6	-0,2	-0,3	0,1	-0,4	-0,5	17,8
31,5	0,2	1,7	1,4	2,2	2,4	1,5	1,7	2,5	2,4	1,7	-0,3	0	0,2	0,1	0,3	0	-0,3	0,4	-0,1	0	-0,6	-0,2	-0,3	0,1	-0,4	-0,5	17,8	
40	1,7	1,4	2,2	2,4	1,5	1,7	2,5	2,4	1,7	-0,3	0	0,2	0,1	0,3	0	-0,3	0,4	-0,1	0	-0,6	-0,2	-0,3	0,1	-0,4	-0,5	17,8		
50	1,4	2,2	2,4	1,5	1,7	2,5	2,4	1,7	-0,3	0	0,2	0,1	0,3	0	-0,3	0,4	-0,1	0	-0,6	-0,2	-0,3	0,1	-0,4	-0,5	17,8			
63	2,2	2,4	1,5	1,7	2,5	2,4	1,7	-0,3	0	0,2	0,1	0,3	0	-0,3	0,4	-0,1	0	-0,6	-0,2	-0,3	0,1	-0,4	-0,5	17,8				
80	2,4	1,5	1,7	2,5	2,4	1,7	-0,3	0	0,2	0,1	0,3	0	-0,3	0,4	-0,1	0	-0,6	-0,2	-0,3	0,1	-0,4	-0,5	17,8					
100	1,5	1,7	2,5	2,4	1,7	-0,3	0	0,2	0,1	0,3	0	-0,3	0,4	-0,1	0	-0,6	-0,2	-0,3	0,1	-0,4	-0,5	17,8						
125	1,7	2,5	2,4	1,7	-0,3	0	0,2	0,1	0,3	0	-0,3	0,4	-0,1	0	-0,6	-0,2	-0,3	0,1	-0,4	-0,5	17,8							
160	2,5	2,4	1,7	-0,3	0	0,2	0,1	0,3	0	-0,3	0,4	-0,1	0	-0,6	-0,2	-0,3	0,1	-0,4	-0,5	17,8								
200	2,4	1,7	-0,3	0	0,2	0,1	0,3	0	-0,3	0,4	-0,1	0	-0,6	-0,2	-0,3	0,1	-0,4	-0,5	17,8									
250	1,7	-0,3	0	0,2	0,1	0,3	0	-0,3	0,4	-0,1	0	-0,6	-0,2	-0,3	0,1	-0,4	-0,5	17,8										
315	-0,3	0	0,2	0,1	0,3	0	-0,3	0,4	-0,1	0	-0,6	-0,2	-0,3	0,1	-0,4	-0,5	17,8											
400	0	0,2	0,1	0,3	0	-0,3	0,4	-0,1	0	-0,6	-0,2	-0,3	0,1	-0,4	-0,5	17,8												
500	0,2	0,1	0,3	0	-0,3	0,4	-0,1	0	-0,6	-0,2	-0,3	0,1	-0,4	-0,5	17,8													
630	0,1	0,3	0	-0,3	0,4	-0,1	0	-0,6	-0,2	-0,3	0,1	-0,4	-0,5	17,8														
800	0,3	0	-0,3	0,4	-0,1	0	-0,6	-0,2	-0,3	0,1	-0,4	-0,5	17,8															
1000	0	-0,3	0,4	-0,1	0	-0,6	-0,2	-0,3	0,1	-0,4	-0,5	17,8																
1250	-0,3	0,4	-0,1	0	-0,6	-0,2	-0,3	0,1	-0,4	-0,5	17,8																	
1600	0,4	-0,1	0	-0,6	-0,2	-0,3	0,1	-0,4	-0,5	17,8																		
2000	-0,1	0	-0,6	-0,2	-0,3	0,1	-0,4	-0,5	17,8																			
2500	0	-0,6	-0,2	-0,3	0,1	-0,4	-0,5	17,8																				
3150	-0,6	-0,2	-0,3	0,1	-0,4	-0,5	17,8																					
4000	-0,2	-0,3	0,1	-0,4	-0,5	17,8																						
5000	-0,3	0,1	-0,4	-0,5	17,8																							
6300	0,1	-0,4	-0,5	17,8																								
8000	-0,4	-0,5	17,8																									
10000	-0,5	17,8																										

В Таблице 5 представлены относительные максимальные и минимальные значения критерия, характеризующего разницу уровней звукового давления шин, при разнице давления воздуха в шинах 0,5 атмосфер.

Таблица 5

Относительные максимальные и минимальные значения критерия при разнице давления воздуха в шинах 0,5 атм.

№ п/п	Скорость автомобиля, км/ч	Минимальное значение критерия по УЗД, дБ		Максимальное значение критерия по УЗД, дБ	
		слева	справа	слева	справа
1	15	2,8	6	29,6	28,5
2	20	1,7	3,1	8,5	9,7
3	40	(-) 0,1	(-)1,2	6,6	(-) 8,3
4	50	0,2	0,1	5,1	(-) 3,1
5	60	0,1	0	(-)1,6	2,5

### Заключение

Согласно полученным данным, можно сделать вывод, что при движении автомобиля на скорости до 40 км/ч, при уменьшении давления воздуха в шинах на 0,5 атмосферы в третьоктавном спектре от 25 Гц до 10000 Гц, наблюдается разница в уровне шума шин.

При увеличении скорости автомобиля с 40 км/ч до 60 км/ч, и уменьшении давления воздуха в шинах на 0,5 атмосферы в третьоктавном спектре от 25 Гц до 10000 Гц, разница в уровне шума шин значительно сокращается, из чего можно сделать вывод, что при скорости до 40 км/ч возможно учитывать критерий, характеризующий разницу уровней звукового давления шин, при разнице давления воздуха в шинах 0,5 атм. для диагностики технического состояния автомобильных шин.

Результаты проведенного исследования позволили определить относительные минимальные и максимальные значения критерия разницы уровней шума автомобильных шин. Данный критерий может быть предложен для учёта при разработке программного комплекса для оценки технического состояния транспортного средства и принятия управленческих решений по акустическим сигналам.

### Список литературы

1. Шум автомобильного транспорта / Васильев В.А., Ксенофонтова В.К.//Noise Theory and Practice. -2020. -том 6. -(1), -с.66-76.
2. Engineering acoustics. Noise and vibration control / Malcolm J. Crocker, Jorge P. Arenas / John Wiley & Sons Ltd – 2021– P. 640-643.
3. Диагностика современного автомобиля / Храпов Ю. Н. Успенский И. А. Кокорев Г. Д. Полищук С. Д. Костенко М. Ю. Шемякин А. В. Юхин И. А. Колупаев С. В. Синицин П. С. Салтан В. В. Филюшин О. В. Шафоростов В. А. Гусаров С. Н. // Научный журнал КубГАУ. – 2016. – №118 (04).

4. Fault Diagnosis of Car Engine by Using a Novel GA-Based Extension Recognition Method [Электронный ресурс] – Режим доступа. – URL: <https://www.hindawi.com/journals/mpe/2014/735485/> – (дата публикации 17.03.2014, дата обращения 14.03.2023).

5. A Study on Fault Diagnosis of Vehicles using the Sound Signal in Audio Signal Processing /Journal of Engineering Technology/ – 2015. – №3 (7) – P. 89-95. 6. Real-Time Fault Detection and Diagnosis Using Intelligent Monitoring and Supervision Systems / Fausto Pedro García Márquez // Fault Detection, Diagnosis and Prognosis – 2020. – 176 p.

6. Системный анализ акустических шумовых сигналов автомобильных двигателей для определения их технического состояния / Касем Муамар Мохаммед Салех // Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук – 2009. – 19 p.

7. Какое давление в шинах должно быть зимой [Электронный ресурс] – Режим доступа. – URL: <https://auto.mail.ru/article/85643-kakoe-davlenie-v-shinah-dolzno-byit-zimoj/> (дата публикации 21 октября 2023, дата обращения 03.02.2024).

## References

1. Highway traffic noise/Vasiliev V.A., Ksenofontova V.K.//Noise Theory and Practice. -2020. -Vol. 6. -(1), -p.66-76.

2. Engineering acoustics. Noise and vibration control / Malcolm J. Crocker, Jorge P. Arenas// John Wiley & Sons Ltd – 2021– P. 640-643.

3. Diagnostics of a modern car / Khrapov Yu. N. Uspensky I. A. Kokorev G. D. Polishchuk S. D. Kostenko M. Y. Shemyakin A.V. Yukhin I. A. Kolupaev S. V. Sinitzin P. S. Saltan V. V. Filyushin O. V. Shaforostov V. A. Gusarov S. N. // Scientific journal KubGAU. – 2016 – №118 (04).

4. Fault Diagnosis of Car Engine by Using a Novel GA-Based Extension Recognition Method – Available at – URL: <https://www.hindawi.com/journals/mpe/2014/735485/> – (Publication date March 14, 2014, Date of the application 14.03.2023).

5. A Study on Fault Diagnosis of Vehicles using the Sound Signal in Audio Signal Processing /Journal of Engineering Technology/ – 2015. – №3 (7) – P. 89-95.

6. Real-Time Fault Detection and Diagnosis Using Intelligent Monitoring and Supervision Systems / Fausto Pedro García Márquez // Fault Detection, Diagnosis and Prognosis – 2020. – 176 p.

7. System analysis of acoustic noise signals of automobile engines to determine their technical condition / Kasem Muammar Mohammed Saleh // Abstract of the dissertation for the degree of Candidate of Technical Sciences – 2009. – 19 p.

8. What tire pressure should be in winter – Available at – URL: <https://auto.mail.ru/85643-kakoe-davlenie-v-shinah-dolzno-byit-zimoj/> (Publication date October 21, 2023, Date of the application 03.02.2024).

УДК: 331.451  
OECD: 01.03.AA

## Особенности нормирования и контроля шума в Республике Узбекистан

Ахатов А.Р.<sup>1</sup>, Буторина М.В.<sup>2\*</sup>, Тюрина Н.В.<sup>3</sup>

<sup>1</sup> Д.т.н., профессор, проректор по международному сотрудничеству Самаркандского государственного университета им. Шарофа Рашидова, г. Самарканд, Узбекистан

<sup>2,3</sup> Д.т.н., профессор Балтийского государственного технического университета «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, РФ

### Аннотация

В последние годы внимание руководства Узбекистана все чаще обращается на шум. Шум является одним из основных факторов, негативно влияющих на здоровье человека как на рабочем месте, так и в быту. В статье приводится сравнение нормативной базы Узбекистана и России, проанализированы мероприятия, которые применяются для защиты от шума в наших странах. В целом, нормирование шума и мероприятия по защите от него, во многом схожи, т.к. базируются на документах, разработанных во времена СССР. Одним из наиболее современных и перспективных средств для оценки и контроля шума как на территории жилой застройки, так и на рабочих местах, является построение карт шума. Для снижения шума в городской застройке применяются шумозащитные экраны и шумозащитное озеленение.

**Ключевые слова:** шум, санитарные нормы и правила, шумозащитные мероприятия, карта шума, предельно допустимые уровни шума.

### *Features of noise regulation and control in the Republic of Uzbekistan*

*Akhatov A.R.<sup>1</sup>, Butorina M.V.<sup>2\*</sup>, Tyurina N.V.<sup>3</sup>*

<sup>1</sup> *DSc, Professor, Vice Rector for international cooperation, Samarkand State University, Samarkand, Uzbekistan*

<sup>2,3</sup> *DSc, Professor, Baltic State Technical University 'VOENMEH', Saint-Petersburg, Russia*

### **Abstract**

*In recent years, the attention of the leadership of Uzbekistan has increasingly been drawn to noise. Noise is one of the main factors that negatively affects human health both in the workplace and at home. The article provides a comparison of the regulatory framework of Uzbekistan and Russia, and analyzes the measures that are used to protect against noise in our countries. In general, noise regulation and protection measures are similar, because they are based on documents developed during the USSR. One of the most modern and promising means for assessing and controlling noise both in residential areas and in workplaces is the development of noise maps. To reduce noise in urban areas, noise barriers and noise-proof landscaping are used.*

**Keywords:** *noise, noise regulation, noise protection, noise map, noise limits.*

## Введение

Стратегия развития Узбекистана на 2022-2026 г.г. ставит перед обществом задачи устранения существующих экологических проблем, наносящих ущерб здоровью и генофонду населения, охраны окружающей среды, улучшения экологической ситуации в городах и районах [1]. По мнению узбекских ученых, каждый пятый инсульт, поражающий городских жителей, является результатом воздействия шума, т.е. не менее 20% жителей Узбекистана подвергаются серьезной опасности [2]. По различным оценкам, проведенным в России и Европе, процент жителей мегаполисов, подвергающихся негативному воздействию повышенных уровней шума, еще выше и достигает трети городского населения.

Лаборатория физических факторов Научно-исследовательского института санитарии, гигиены и профессиональных заболеваний Министерства здравоохранения Республики Узбекистан изучает воздействие шума на человека и разрабатывает санитарные нормы, учитывающие деятельность человека как на производстве, так и в жилых помещениях, общественных зданиях на территории жилой застройки. Выводы, полученные в ходе оценки, свидетельствуют о том, что работник на производстве теряет слух в течение 7-8 лет воздействия шума, ненамного превышающего допустимые нормы.

В настоящее время вопросам шума в Узбекистане уделяется серьезное внимание на высшем уровне. Результаты проведенного Министерством юстиции изучения национального законодательства и действующей практики свидетельствуют о наличии ряда проблем в сфере защиты граждан и общества от шума. Было установлено, что отсутствует единый нормативно-правовой акт, регламентирующий вопросы противодействия негативному шумовому воздействию. Следует также отметить, что в Узбекистане за последние 20 лет проведено лишь одно комплексное исследование в сфере шума.

Министерство юстиции Узбекистана разработало законопроект, предусматривающий меры для защиты граждан и окружающей среды от вредных шумов и неприятных запахов. Документ устанавливает «бесшумные» часы с 23.00 до 7.00, а в выходные и праздники – с 21.00 до 8.00. В этот период будет запрещено не только создавать шум, превышающий допустимый уровень, но даже издавать шум, соответствующий допустимому уровню, но причиняющий существенное беспокойство жителям. К таким видам шума законопроект относит средства для автоматической мойки автотранспортных средств, устройства для обрезки деревьев, стрижки газонов и травы, звуковые устройства автомобилей (включая транспортные средства специальных служб), проведение развлекательных, концертных, спортивных и других мероприятий под открытым небом, проведение строительных и ремонтных работ в частных и многоквартирных домах [2].

Статья 192 КоАП Узбекистана за нарушение спокойствия и нормального отдыха граждан в ночное время предусматривает наложение штрафа на граждан в сумме одной третьей, а на должностных лиц - от одной третьей до одной второй минимального размера заработной платы. За повторное нарушение сумма штрафа увеличивается в 1,5-2 раза.

Контроль за соблюдением шумового режима в помещениях жилых зданий осуществляет Центр государственного санитарного эпидемиологического надзора Узбекистана, куда граждане могут обратиться с заявлением на повышенные уровни шума. Специалисты ЦГСЭН выезжают на место, производят замеры и составляют официальное заключение о несоответствии уровней шума допустимым, с которым жильцы могут обратиться в суд.

## 1. Нормативные требования к уровням шума

В настоящее время на территории Узбекистана действуют санитарные нормы и правила СанПиН № 0267-09 «По обеспечению допустимого шума в жилых помещениях, общественных зданий и на территории жилой застройки», определяющие допустимые уровни шума, создаваемого от внешних и внутренних источников в жилых помещениях, общественных зданиях, населенных пунктах, а также общие требования к измерению уровня шума на проверяемом объекте, его методам и гигиенической оценке. Они не распространяются на шум, издаваемый самолетами и вертолетами при взлете и посадке.

Анализ СанПиН № 0267-09 показывает, что нормы шума на территории жилой застройки соответствуют ранее действовавшему российским СН 2.2.4/2.1.8.562-96 «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки», который послужил основой для нового действующего в настоящее время в РФ СанПиН 1.2.3685-21 «Гигиенические нормативы и требования к обеспечению безопасности и (или) безвредности для человека факторов среды обитания».

В дополнение к существующим в России нормативам СанПиН 0008-20 (модификация СанПиН № 0267-09) вводит предельно допустимые уровни для концертных залов, дискотек, ночных клубов – не более 85 дБА по эквивалентному и 90 дБА по максимальному уровню звука. При этом громкоговорители звукоизлучающих устройств должны устанавливаться на противоположной стороне от жилых домов.

СанПиН рекомендует осуществлять инженерно-технические мероприятия и теоретические расчеты по снижению шума в соответствии с КМК 2.01.08-96 «Защита от шума» [3], которые во многом соответствуют действовавшему до 2003 г. на территории РФ СНиП II-12-77. Следует отметить, что для учета распространения шума КМК использует несколько устаревшие формулы, которые не учитывают основных положений более новых документов, отраженных в ГОСТ 31296.2-2006 [4].

При этом на территории Узбекистана действует ряд современных межгосударственных стандартов, разработанных и применяемых в РФ, таких как:

- ГОСТ 33325-2015 «Методы расчета уровней внешнего шума, излучаемого железнодорожным транспортом», предназначенный для расчета шума железнодорожного транспорта;

- ГОСТ 22283-14 «Шум авиационный. Допустимые уровни шума на территории жилой застройки и методы его измерения» для оценки и нормирования шума авиационного транспорта;

- ГОСТ 23337-14 «Шум. Методы измерения шума на селитебной территории и в помещениях жилых и общественных зданий» для измерения уровней шума на территории застройки и в помещениях;

- ГОСТ 20444-2014 «Шум. Транспортные потоки. Методы определения шумовой характеристики» для оценки шумовых характеристик потоков транспорта.

СанПиН № 0267-09 рекомендует проводить измерения шума в жилых и общественных зданиях и на территории жилой застройки с целью контроля соответствия фактических уровней шума допустимым значениям по действующим нормам, разработки мероприятий по снижению шума и оценке эффективности этих мероприятий, при составлении карт шума улично-дорожной сети и т.д., а также по жалобам населения.

Для измерения шума используются шумомеры 1 или 2 класса с октавными фильтрами, а при необходимости самописец уровня, магнитофон, анализатор статистического распределения уровней, осциллограф, калибровочный эталон шума (пистонфон) и др. приборы. К применению рекомендуются следующие шумомеры производства России, Германии и Дании. Все приборы должны ежегодно проходить

метрологический контроль в агентстве «Узстандарт».

Снижение шума на объектах рекомендуется осуществлять путем установки специальных шумозащитных экранов и создания древесных насаждений. В качестве организационных мер применяется ограничение движения шумных транспортных средств и реактивных самолетов, создающих шум выше 80 дБА в течение суток. При осуществлении индивидуальной или кооперативной трудовой деятельности в жилых домах уровни шума, проникающие в соседние жилые комнаты, не должны превышать допустимых как в дневное, так и в ночное время суток.

С точки зрения обеспечения допустимых уровней в помещениях жилых зданий следует также упомянуть СанПиН № 0146-04 «Санитарные правила и нормы проектирования жилых домов в климатических условиях Узбекистана». Данным документом предусматривается применение архитектурно-планировочных решений, которые обеспечивают допустимые уровни шума и высокие звукоизолирующие качества строительных конструкций. СанПиН предусматривает рациональное размещение инженерно-технического оборудования, лифтовых шахт и мусоропроводов таким образом, чтобы они не граничили с жилыми помещениями. СанПиН № 0146-04 рекомендует соблюдение допустимых уровней шума, предусмотренных СанПиН № 0267-09, но при этом допускает введение поправки к ПДУ на место расположения объектов: курортный район, места отдыха, туризма, зеленая зона города - -5дБА, район сложившейся застройки - +5 дБА. СанПиНом №0146-04 предусматривается проведение государственного санитарно-эпидемиологического надзора с привлечением органов и учреждений государственной санитарно-эпидемиологической службы Республики Узбекистан в следующих случаях: при выборе земельного участка под строительство жилых зданий, экспертизе проекта жилых зданий, вводе в эксплуатацию жилых домов и в процессе их эксплуатации, а также размещении нежилых помещений в жилом здании.

## **2. Требования, применяемые к источникам шума**

Исследования узбекских ученых показывают, что шум производственного оборудования – двигателей, насосов, компрессоров, турбин, пневматических и электрических инструментов, молотов, дробилок, станков, центрифуг, бункеров и прочих установок, имеющих движущиеся детали – негативно влияет на организм работников. Под воздействием шума возникают изменения, прежде всего, в органе слуха, нервной и сердечно-сосудистой системах. Кроме того, трудовые процессы в цехах, связанные с воздействием шума, нередко требуют вынужденного положения тела, напряжения определенных групп мышц, повышенного внимания, нервно-эмоционального напряжения [5].

Для обеспечения допустимых уровней шума на производстве используются:

- СанПиН № 0325-16 «Санитарные нормы допустимых уровней шума на рабочих местах»;
- СанПиН № 0208-06 «Санитарные правила организации технологических процессов и гигиенические требования к производственному оборудованию».

СанПиН № 0325-16 устанавливает допустимые уровни шума на рабочих местах, которые соответствуют российским СН 2.2.4/2.1.8.562-96 «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки» и устанавливаются в зависимости от вида выполняемых работ, а также учитывают категорию их тяжести и напряженности. Документ предусматривает обеспечение такой системы организации трудового процесса, которая бы исключала попадание персонала на участки, где уровни шума превышали бы санитарные нормативы, использование средств предупреждения (предупредительные знаки) и ограничения (ограждения), а

также защитных (экранирующих) средств.

СанПиН РУз № 0208-06 предусматривает соблюдение требований санитарных норм уже на этапе конструирования производственного оборудования, уровни воздействия которого должны быть указаны в его техническом паспорте.

Снижение шума в источнике его образования должно вестись путем замены ударных процессов безударными, металлических деталей – деталями из материалов с большим акустическим сопротивлением, подшипников качения – подшипниками скольжения, ременных передач – клиноременными, возвратно-поступательного движения – вращательным, применения демпфирующих материалов с большим внутренним трением (резина, пластмассы, войлок, асбест, др.).

Для снижения шума на рабочих местах применяются экраны, звукоизолирующие капоты, звукоизолирующие и вибродемпфирующие покрытия, глушители аэродинамических шумов, а также звукоизолированные кабины наблюдения или дистанционного управления. Эксплуатируемое оборудование необходимо проверять не реже одного раза в год и проводить оценку уровней шума на рабочем месте.

Допустимые уровни шума устанавливаются техническими нормами для средств транспорта. Так, согласно Закону «Об автомобильном транспорте», автотранспорт должен иметь сертификат соответствия требованиям безопасности, охраны труда, экологии, медико-санитарным нормам, а также стандартам и техническим условиям [6]. Для гражданских воздушных судов предусмотрена выдача сертификата по шумам [7].

### 3. Контроль и снижение уровней шума на территории застройки

Агентство гидрометеорологической службы при министерстве экологии, охраны окружающей среды и изменения климата Республики Узбекистан проводит мониторинг уровней загрязнения воздуха на территории страны. При этом на интерактивную карту, расположенную в сети Интернет, наносят посты, где производится контроль загрязнения, при помощи условных цветов, соответствующих величине индекса загрязнения атмосферного воздуха (рис. 1) [8].

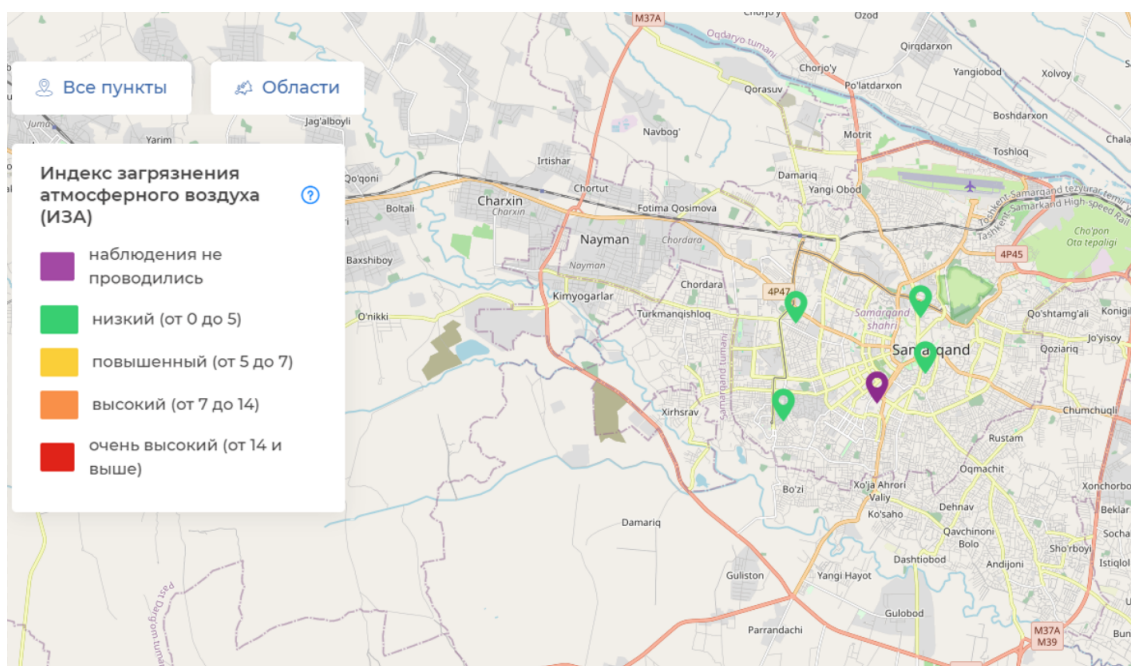


Рис. 1. Карта загрязнения атмосферного воздуха Республики Узбекистан (г. Самарканд)



В НИИ санитарии, гигиены и профессиональных заболеваний Министерства здравоохранения Республики Узбекистан составлена шумовая карта города Ташкент [2]. На карту-схему городской сети автомобильных дорог нанесены результаты измерения уровней шума от транспортных потоков в «часы пик». Карта шума позволяет производить гигиеническую оценку акустического загрязнения на текущий период, а также выбрать наиболее целесообразные, эффективные и экономичные средства снижения шума, оценить рациональные с точки зрения защиты от шума варианты размещения жилых, общественных зданий, учреждений здравоохранения и других объектов, в соответствии с установленными для них допустимыми уровнями шума.

Такие карты шума строились в России ранее, когда при помощи различных цветов на карту города наносились уровни шума, полученные по результатам измерений. В настоящее время более распространены расчетные карты шума, которые строятся при помощи расчетных программ и позволяют наглядно представить распространение шума по городской территории. Для построения карты шума производятся замеры или расчеты шумовых характеристик автомобильных и железных дорог, промышленных предприятий, путей пролета самолетов. Затем при помощи расчетных методик в специальных программах производится расчет распространения шума по территории города с учетом отметок рельефа, расположения и высоты зданий. При этом на карту территории города наносят изолинии равных уровней шума с шагом в 5 дБА.

Фрагмент расчетной карты шума г. Самарканд, разработанный международным коллективом молодых российских и узбекских ученых по данной методике, представлен на рис. 2 [9]. Город Самарканд является не только крупным мегаполисом, центром Самаркандской области, промышленным и транспортным узлом, но и древним историческим, туристическим центром, где необходимо соблюдать акустический комфорт для гостей и жителей города [10].

Следует отметить, что развитие научного сотрудничества на международном уровне соответствует стратегическим целям «Концепции развития науки до 2030 года», закрепленной в указе Президента Республики Узбекистан от 29 октября 2020 года.

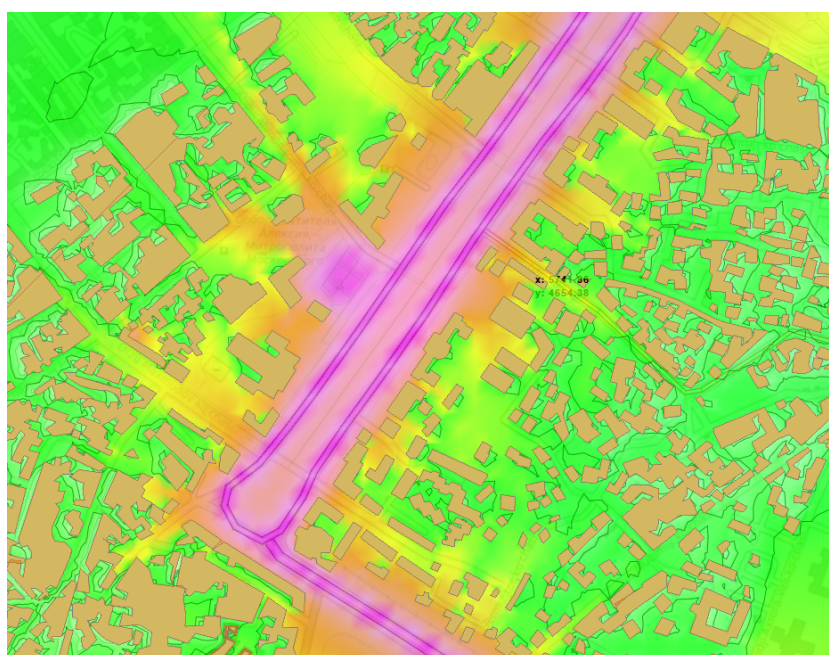


Рис. 2. Фрагмент карты шума Самарканда розовый – 70-75 дБА, оранжевый – 60-70 дБА, желтый – 55-60 дБА, зеленый – 55 дБА [9]

Расчетный подход к картированию шума на территории городской застройки соответствует целям создания «Единого геоинформационного портала вредных шумов и неприятных запахов», который планируется создать в Республике Узбекистан [2]. К тому же, расчетные карты шума позволяют выбрать наиболее эффективные шумозащитные мероприятия исходя из вида источников шума и типа застройки [11].

В целом, мероприятия, рекомендуемые для снижения шума в Узбекистане, соответствуют практике, применяемой в России [12]. В настоящее время на территории Узбекистана для защиты от шума автомобильных дорог рекомендуется применение специальных дорожных покрытий, поглощающих шум; строительство шумозащитных экранов и санитарных зон; организация многоуровневых транспортных развязок. Для борьбы как с токсичными выбросами, так и с шумовыми загрязнениями от транспорта может использоваться озеленение, проектируемое в соответствии с МКН 33-07 «Указания по благоустройству и озеленению автомобильных дорог», в котором указываются требования по созданию полос зеленых насаждений вдоль автомобильных дорог [13].

Для снижения шума автомобильных дорог Узбекистана рекомендуется также применение акустических экранов. Так, в поселке Ок Арик г. Ферганы на стадии строительства и эксплуатации автомобильной дороги рекомендуется обеспечить нормативные уровни шума при помощи шумозащитного экрана высотой 3,5 м и протяженностью 300 м. На данном участке автодорога удалена от селитебной зоны, ее покрытие имеет повышенные характеристики по снижению транспортного шума, а в дополнение предусмотрено озеленение резервно-технологической полосы древесно-кустарниковой растительностью. Данный комплекс мероприятий позволяет обеспечить допустимые уровни шума на территории жилой застройки [14].

В будущем власти Республики Узбекистан планируют, по примеру развитых зарубежных государств, установить шумомеры на автомобильных дорогах, которые позволят оперативно выявлять в потоке автомобили с повышенным уровнем шума и производить мероприятия по удалению их с автодороги до устранения несоответствия требованиям.

## **Заключение**

Стратегия развития Узбекистана на 2022-2026 г.г. предусматривает устранение существующих экологических проблем, наносящих ущерб здоровью, одной из которых является шум, негативно влияющий на каждого пятого жителя Узбекистана.

На территории Узбекистана действуют нормативные документы, ограничивающие воздействие шума как на территории застройки, так и на рабочих местах. Нормативная документация во многом соответствует документам, применяемым в России, а также международным стандартам, действующим на территории обоих государств.

Мониторинг уровней загрязнения атмосферы химическими и физическими факторами производится в Узбекистане при помощи карт, на которые наносятся результаты измерений на постах, расположенных в разных частях города. Такие карты позволяют оценить только текущую обстановку, не охватывающую всю городскую территорию. Рекомендуется использовать современные методы построения карт шума при помощи расчетных методов.

В целом, мероприятия, рекомендуемые для снижения шума в Узбекистане, соответствуют практике, применяемой в России. В настоящее время на территории Узбекистана для защиты от шума автомобильных дорог рекомендуется применение специальных дорожных покрытий, поглощающих шум; строительство шумозащитных экранов и санитарных зон; организация многоуровневых транспортных развязок.

### Список литературы

1. Указ Президента Республики Узбекистан «О стратегии развития нового Узбекистана на 2022 – 2026 годы» от 28 января 2022 года, № УП-60. <http://lex.uz/docs/5841063>
2. Шум наступает [Электронный ресурс]. Электрон. жур. 2015. URL: <https://anhor.uz/society/shum-nastupaet/> (Дата обращения: 29.02.2024).
3. КМК 2.01.08-96 «Защита от шума» (утв. Приказом Государственного комитета Республики Узбекистан по архитектуре и строительству от 21 августа 1996 г. № 80), Госкомархитекстрой РУз, Ташкент-1996.
4. ГОСТ 31296.2-2006 (ИСО 1996-2:2007) Шум. Описание, измерение и оценка шума на местности. Часть 2. Определение уровней звукового давления.
5. Ахмедова Н.М., Тошназаров А.Х., Бердиев У.Х., Жуманиязов И.О.У. Проблема обеспечения безопасности человека в системе предприятий Узбекистана // Universum: технические науки. 2021. №1-1 (82). URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/problema-obespecheniya-bezopasnosti-cheloveka-v-sisteme-predpriyatiy-uzbekistana> (дата обращения: 29.02.2024).
6. Минюст предложил бороться с шумом на уровне закона [Электронный ресурс]. Электрон. жур. 2022. URL: <https://repost.uz/mojno-potishe> (Дата обращения: 29.02.2024).
7. Постановление кабинета министров республики Узбекистан «О внесении изменений и дополнений, а также признании утратившими силу некоторых решений правительства республики Узбекистан (указ президента Республики Узбекистан от 1 февраля 2019 года № уп-5647 «О мерах по коренному совершенствованию системы государственного управления в сфере транспорта» и постановление президента Республики Узбекистан от 6 марта 2019 года № пп-4230 «О мерах по кардинальному совершенствованию системы грузовых и пассажирских перевозок»).
8. Интерактивная карта качества атмосферного воздуха [Электронный ресурс]. Агентство гидрометеорологической службы при министерстве экологии, охраны окружающей среды и изменения климата Республики Узбекистан. URL: <https://monitoring.meteo.uz/ru/> (Дата обращения: 29.02.2024).
9. Воронова А.А., Шабарова А.В., Васильев А.П., Ашурмахматов С.И. Карта шума г. Самарканд. Анализ подхода к разработке и выявление особенностей карт шума для исторической застройки. Сборник трудов XVI Международная молодежная научно-техническая конференция «Молодежь. Техника. Космос», Санкт-Петербург, 2024 г.
10. Комилова Н.К., Зайнутдинова Д.К., Эгамкулов Х.Э. Некоторые аспекты экологического состояния городов и здоровья человека (на примере города Самарканда и Гулистана) // Экономика и социум. 2022. №12-2 (103). URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/nekotorye-aspekty-ekologicheskogo-sostoyaniya-gorodov-i-zdorovya-cheloveka-na-primere-goroda-samarkanda-i-gulistana> (дата обращения: 29.02.2024).
11. Буторина М.В., Воронова А.А., Шабарова А.В. Выбор мероприятий для защиты от железнодорожного шума в городской и сельской застройке. Защита от повышенного шума и вибрации: сборник трудов конф. Всерос. науч.-практ. конф. с междунар. участием, 26-28 апреля 2023 г., СПб/ Под ред. Н.И. Иванова. – СПб., 2023. С. 272-280.
12. Буторина М.В., Тюрина Н.В., Иванов Н.И., Санников В.А. Классификация автомобильных дорог по уровням шума. Noise theory and practice. 2020. №6(4). С. 22-32.
13. Радкевич Мария Викторовна, Пулатова Тожинур Асипжановна Экологические проблемы автомобильных дорог в г. Ташкенте и пути их решения // Вопросы науки и образования. 2020. №33 (117). URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/ekologicheskie-problemy-avtomobilnyh-dorog-v-g-tashkente-i-puti-ih-resheniya> (дата обращения: 29.02.2024).

14. Домуладжанов И.Х., Домуладжанова Ш.И., Латипова М.И., Дадакузиев М.Р. Воздействие объекта на акустический режим территории // Universum: технические науки. 2021. №3-1(84). URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/vozdeystvie-obekta-na-akusticheskiy-rezhim-territorii> (дата обращения: 29.02.2024).

## References

1. Decree of the President of the Republic of Uzbekistan ‘On the development strategy of the new Uzbekistan for 2022 – 2026’ dated January 28, 2022, No. UP-60. <http://lex.uz/docs/5841063>

2. Noise is coming [Electronic resource]. Electronic magazine 2015. URL: <https://anhor.uz/society/shum-nastupaet/> (Date of access: 02/29/2024).

3. КМК 2.01.08-96 ‘Protection from noise’ (approved by Order of the State Committee of the Republic of Uzbekistan for Architecture and Construction dated August 21, 1996 No. 80), State Committee for Architecture and Construction of the Republic of Uzbekistan, Tashkent-1996.

4. GOST 31296.2-2006 (ISO 1996-2:2007) Noise. Description, measurement and assessment of environmental noise. Part 2. Determination of sound pressure levels

5. Akhmedova N.M., Toshnazarov A.Kh., Berdiev U.Kh., Zhumaniyazov I.O.U. The problem of ensuring human safety in the enterprise system of Uzbekistan // Universum: technical sciences. 2021. No. 1-1 (82). URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/problema-obespecheniya-bezopasnosti-cheloveka-v-sisteme-predpriyatiy-uzbekistana> (date of access: 02/29/2024).

6. The Ministry of Justice proposed to fight noise at the legal level [Electronic resource]. Electronic magazine 2022. URL: <https://repost.uz/mojno-potishe> (Date of access: 02/29/2024).

7. Resolution of the Cabinet of Ministers of the Republic of Uzbekistan ‘On introducing amendments and additions, as well as invalidating some decisions of the government of the Republic of Uzbekistan (decree of the President of the Republic of Uzbekistan dated February 1, 2019 No. up-5647 ‘On measures to radically improve the public administration system in the field of transport ‘and the Decree of the President of the Republic of Uzbekistan dated March 6, 2019 No. PP-4230 ‘On measures to radically improve the system of freight and passenger transportation’).

8. Interactive map of atmospheric air quality [Electronic resource]. Agency of Hydrometeorological Service under the Ministry of Ecology, Environmental Protection and Climate Change of the Republic of Uzbekistan. URL: <https://monitoring.meteo.uz/ru/> (Date of access: 02/29/2024).

9. Voronova A.A., Shabarova A.V., Vasilyev A.P., Ashurmakhmatov S.I. Noise map of Samarkand. Analysis of the approach to development and identification of features of noise maps for historical buildings. Collection of works XVI International Youth Scientific and Technical Conference ‘Youth. Technique. Cosmos’, St. Petersburg, 2024

10. Komilova N.K., Zainutdinova D.K., Egamkulov H.E. Some aspects of the ecological state of cities and human health (based on the example of the cities of Samarkand and Gulistan) // Economy and Society. 2022. No. 12-2 (103). URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/nekotorye-aspekty-ekologicheskogo-sostoyaniya-gorodov-i-zdorovya-cheloveka-na-primere-goroda-samarkanda-i-gulistana> (date of access: 02/29/2024).

11. Butorina M.V., Voronova A.A., Shabarova A.V. Selection of noise protection measures for urban and rural areas. Proceedings of All-Russian scientific-practical conf. with

international participation “Protection from increased noise and vibration”, April 26-28, 2023, St.Petersburg / Ed. N.I. Ivanova. – St. Petersburg, 2023. pp. 272-280.

12. Butorina M.V., Tyurina N.V., Ivanov N.I., Sannikov V.A. Classification of highways by noise levels. Noise theory and practice. 2020. Vol.6(4). P. 22-32.

13. Radkevich Maria Viktorovna, Pulatova Tozhinur Asipzhanovna Ecological problems of highways in Tashkent and ways for their solution // Questions of science and education. 2020. No. 33 (117). URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/ekologicheskie-problemy-avtomobilnyh-dorog-v-g-tashkente-i-puti-ih-resheniya> (date of access: 02/29/2024).

14. Domulajanov I.Kh., Domulajanova Sh.I., Latipova M.I., Dadakuziev M.R. Impact of the object on the acoustic regime of the territory // Universum: technical sciences. 2021. No. 3-1 (84). URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/vozdeystvie-obekta-na-akusticheskiy-rezhim-territorii> (date of access: 02/29/2024).

UDC: 534.84:331.4  
OECD: 01.03. AA

## Damping of vibration-damping thin-walled steel structures with discrete rubber inserts

Samofalova A.S.<sup>1</sup>, Asminin V.F.<sup>2</sup>, Sazonova S.A.<sup>3\*</sup>

<sup>1</sup> Graduate student, Department of Life Safety and Legal Relations

<sup>2</sup> DSc., Professor, Department of Life Safety and Legal Relations

<sup>3</sup> PhD, Associate Professor, Department of Technosphere and Fire Safety, Voronezh State Technical University, Voronezh, Russia

<sup>1,2</sup> Voronezh State Forestry University named after G.F. Morozov, Voronezh, Russia

### Abstract

The results of theoretical and experimental studies of the efficiency of noise reduction from excited steel thin-walled structures, modernized with the help of discrete vibration-damping inserts, are presented. As part of the study, an analysis of the factors of dissipation of vibration energy of a plate with inserts was performed. A scheme for placing vibration-damping discrete inserts in the structure under study has been developed. To determine the wave resistance of the damping insert in the plate, a design scheme is adopted. It is hypothesized that during the propagation of flexural waves, the process of dissipation of flexural vibrational energy in a plate with discrete rubber inserts is determined by dry and viscoelastic friction between the elements of the structure under study. It is shown that the process of dissipation of vibrational energy in the plate under study is the same as in a system of excited plates with individual anti-vibration blocks located on its surface. When developing a mathematical model of noise reduction from an oscillating plate with discrete vibration-damping inserts, the necessary suggestions and assumptions were made. The results of experimental studies are presented in the form of graphical dependences of the change in the loss coefficient and the decrease in the sound pressure level in the plate under study, which has damping discrete inserts for various variable parameters. The research results can be used on production equipment for noise reduction and ensuring normal conditions labor on noise factor.

**Keywords:** excited thin-walled steel structures, noise reduction, vibration-damping inserts, excitation frequency, noise, loss coefficient.

### Демпфирование дискретными резиновыми вставками вибродемпфирующих тонкостенных металлических конструкций

Самофалова А.С.<sup>1</sup>, Асминин В.Ф.<sup>2</sup>, Сазонова С.А.<sup>3\*</sup>

<sup>1</sup> Аспирант кафедры Безопасность жизнедеятельности и правовых отношений

<sup>2</sup> Д.т.н., профессор кафедры Безопасность жизнедеятельности и правовых отношений

<sup>3</sup> К.т.н., доцент кафедры Техносферная и пожарная безопасность, ФГБОУ ВО «Воронежский государственный технический университет», г. Воронеж, РФ

<sup>1,2</sup> ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет им. Г.Ф. Морозова», г. Воронеж, РФ

### Аннотация

Приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований эффективности шумоподавления от возбужденных металлических тонкостенных конструкций, модернизированных

---

\*E-mail: mail@mail.ru ss-vrn@mail.ru (Sazonova S.A.)

с помощью дискретных вибродемпфирующих вставок. В рамках исследования выполнен анализ факторов диссипации энергии колебаний пластины со вставками. Разработана схема размещения в исследуемой конструкции вибродемпфирующих дискретных вставок. Для определения волнового сопротивления демпфирующей вставки в пластине принята расчетная схема. Выдвинута гипотеза, что при распространении изгибных волн процесс диссипации изгибной колебательной энергии в пластине с дискретными резиновыми вставками определяется сухим и вязкоупругим трением между элементами исследуемой конструкции. Показано, что процесс диссипации колебательной энергии в исследуемой пластине такой же, как и в системе возбужденных пластин с штучными антивибрационными блоками, расположенными на ее поверхности. При разработке математической модели шумоподавления от колеблющейся пластины с дискретными вибродемпфирующими вставками были приняты необходимые предположения и допущения. Приведены результаты экспериментальных исследований в виде графических зависимостей изменения коэффициента потерь и снижения уровня звукового давления в исследуемой пластине, имеющей демпфирующие дискретные вставки при различных переменных параметрах. Результаты исследований могут быть использованы на производственном оборудовании для шумоподавления и обеспечения нормальных условий труда по шумовому фактору.

**Ключевые слова:** возбуждённые тонкостенные металлические конструкции, шумоподавление, вибродемпфирующие вставки, частота возбуждения, шум, коэффициент потерь.

## Introduction

Let us consider the problem of noise reduction during vibration excitation of thin-walled steel structures (TSS). To reduce the transmission of vibration and noise, vibration isolation materials and devices, such as rubber gaskets, shock absorbers and soundproofing materials, can be used. These methods make it possible to isolate TSS from the environment and reduce sound transmission.

Per sound power ( $W$ ), emitted by a plate TSS are affected by the oscillatory speed  $v^2$  and plate area  $S$ .

Effective protection against noise created by a vibrating TSS are damping methods that affect the above parameters. Among damping methods, the most common is vibration damping coatings (VDC) [1-4].

VDC are one of the effective means for reducing noise from excited TSS. VDC can reduce the amplitude of vibrations of the TSS surface, which can lead to a decrease in the surface area of emitted sound waves. This occurs due to the absorption of part of the vibrational energy. VDC can reduce the speed of oscillations of TSS due to the absorption and dissipation of oscillation energy. This leads to a decrease in the frequency and amplitude of the oscillations, which in turn reduces the frequency and amplitude of the emitted noise.

However, the VDC does not fully meet the conditions of the task, that is, reducing the noise level with the help of special TSS. Therefore, we propose the design of a rubber piece vibration-damping insert (PVI), which is fixed in the perforation of a steel plate. Rubber gaskets generally withstand a variety of environmental conditions such as humidity and temperature changes.

A diagram with a discrete vibration-damping insert placed in the perforation hole of the plate is shown in Figure 1.

Using loss factor ( $\eta$ ) vibrational energy describes the dissipative properties of the VDC. Energy is generated in the TSS in the event of oscillatory movements. The properties of VDC are considered in studies [1-10].

The loss coefficient is used when assessing the dissipative properties of VDC and other

materials used to reduce vibration and noise in engineering systems. The higher the loss coefficient value, the more significantly the material suppresses vibrations and reduces sound power. When selecting a VDC for a specific application, it is important to consider the loss factor and compare it with the noise reduction and attenuation requirements of the system.

Existing mathematical models describing the process of dissipation of vibration energy of plates with various types of coatings (soft, hard, reinforced) are quite sufficient and informative. According to these mathematical models, the loss coefficient ( $\eta_{\Sigma}$ ) can be determined either in the structure of the coated object under study, or as the loss coefficient of the coating material, if  $\eta_{\Sigma}$  was established experimentally.

Expected effect of reducing TSS noise from vibration excitation:

$$\Delta L = 20 \lg \frac{\eta_{\Sigma}}{\eta_1},$$

where  $\eta_1, \eta_{\Sigma}$ , – the total loss coefficients of the plate before and after coating, respectively.

To calculate a specific noise reduction effect, it is necessary to use equations related to material and structural losses for engineering calculations. To do this, you can use formulas to estimate the loss coefficient and take into account the nature of the deformation of the coating.

For plates with vibrational excitation with PVI, there is no theoretical understanding of the dissipation of vibrational energy.

A hypothesis is proposed according to which the dissipation of vibrational energy in the 'plate–PVI' system is a consequence of a combination of factors:

- the energy of the longitudinal wave is reduced by adding a PVI to the plate, which in turn acts as an obstacle during the propagation of such a wave;
- dry friction occurs between the edge of the perforated hole of the plate and the surface of the welding joint;
- viscoelastic friction occurs in the body of the ball-and-roll motor made of rubber [11-13].

Physically, the process of energy dissipation of an excited plate with PVI largely coincides with the physical picture in a system of plates with oscillatory excitation with a partial local anti-vibration block, consisting of local components on its surface. In the study [9], the antivibrator is considered as a local oscillatory system having certain mass, friction and elastic components (Figure 2).

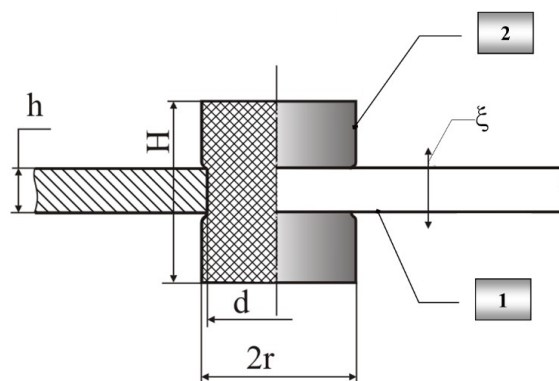


Fig. 1. Schematic illustration of wafer placement damping insert:  
1 – metal plate; 2 – rubber damping insert



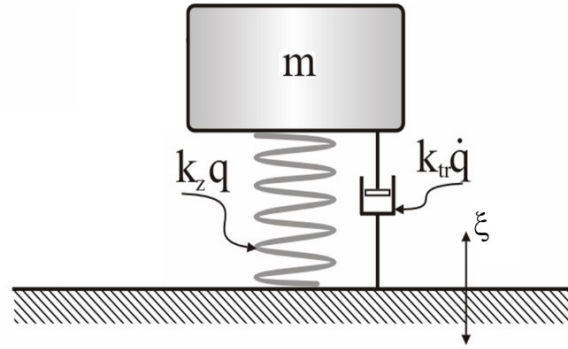


Fig. 2. Design diagram of a local antivibrator

### 1. 1. Mathematical model of noise reduction of an oscillating plate with discrete vibration-damping inserts

Figure 3 shows a plate with discrete vibration-damping rubber inserts.

To determine the numerical value of the drop in the sound pressure level of a plate equipped with shock-absorbing discrete rubber inserts, we will use the method of wave impedance of thin plates.

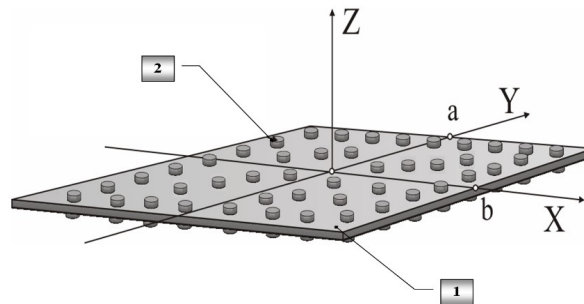


Fig. 3. Plate with vibration-damping inserts: 1 – metal plate; 2 – discrete rubber inserts

To determine the numerical value of the drop in the sound pressure level of a plate equipped with shock-absorbing discrete rubber inserts, we will use the method of wave impedance of thin plates.

Next, we denote:

$N$  – the number of damping inserts;

$\rho_r$  – the density of the damping rubber insert material,  $kg/m^3$ ;

$m$  – the weight of one damping rubber insert,  $kg$ ;

$\rho$  – the density of the plate material,  $kg/m^3$ ;

$G$  – dynamic shear modulus,  $N/m^2$ ;

$\rho_w$  – air density,  $kg/m^3$ ;

$c$  – the speed of sound in the air,  $m/s$ ;

$h$  – plate thickness,  $m$ ;

$k_z$  – coefficient of rigidity of the insert material,  $N/m$ ;

$H$  – height of the damping insert,  $m$ ;

$d$  – diameter of the hole for the damping insert,  $m$ ;

$q$  – oscillatory movements of the damping insert,  $m$ ;

$x, y$  – coordinate axes of the plate,  $m$ ;

$\gamma$  – the dimensionless area of the plate, expressing the ratio of the actual area of the

plate to the unit area;

$\nu$  – Poisson's ratio;

$\omega$  – oscillation frequency,  $s^{-1}$ ;

$E$  – Young's modulus,  $N/m^2$ ;

$\xi$  – transverse displacement of the plate,  $m$ ;

$k$  – wave number of bending waves;

$F_o$  – amplitude of transverse forces on a plate of unit area,  $N/m^2$ ;

$F_a$  – the resistance force of the ambient air, related to the unit area of the plate,  $N/m^2$ ;

$Z_1, Z_2, Z_3$  – the wave resistance of the plate, the damping insert, the plate with damping inserts, respectively;

$W_0$  – the energy radiated and absorbed by the plate with damping inserts for half the oscillation period,  $W$ ;

$W_0$  – energy in the plate with damping inserts,  $W$ ;

$B$  – bending stiffness of the plate;

$D$  – complex bending stiffness of the plate;

$\eta_1, \eta_2, \eta_\Sigma$  – loss coefficients of the plate, damping insert, plate with damping inserts (total loss coefficient), respectively;

$\Delta L$  – change in sound pressure level,  $dB$ ;

$i = \sqrt{-1}$  – an imaginary unit.

We describe the process of changing the sound pressure level in the air using the expression [7]:

$$\Delta L(\omega) = 20 \lg \left( \frac{\eta_\Sigma(\omega)}{\eta_1(\omega)} \right). \quad (1)$$

We will determine the loss coefficient using the Kirchhoff–Love hypothesis, according to which the following assumptions are introduced:

- we consider the infinitesimal element of the plate to retain its length and straight line, as well as the normal to the central plane;

- small elastic transverse deformations take place in the plate, residual deformations do not occur;

- external forces cause a flat stressed state in the plate;

- when the plate is bent in the middle surface, deformations do not occur.

The internal forces in the plate are determined from the expressions:

$$\left. \begin{aligned} M_{11} &= B \left( \frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 \xi}{\partial y^2} \right); M_{22} = B \left( \frac{\partial^2 \xi}{\partial y^2} + \nu \frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2} \right); \\ M_{12} = M_{21} &= B(1 - \nu) \frac{\partial^2 \xi}{\partial x \partial y}; Q_1 = B \frac{\partial}{\partial x} \Delta \xi; Q_2 = B \frac{\partial}{\partial y} \Delta \xi; \end{aligned} \right\}, \quad (2)$$

where  $\Delta = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2}$  – Laplace operator.

Bending vibrations are determined from the expression:

$$\Delta(B\Delta\xi) - (1 - \nu) \left[ \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left( B \frac{\partial^2 \xi}{\partial y^2} \right) + \frac{\partial^2}{\partial y^2} \left( B \frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2} \right) - 2 \frac{\partial^2}{\partial x \partial y} \left( B \frac{\partial^2 \xi}{\partial x \partial y} \right) \right] + \rho h \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} = F(x, y, t)$$

In the case where the plate thickness and , the vibration equation of the plate will take the form:

$$B\Delta\Delta\xi + \rho h \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} = F(x, y, t) \quad (3)$$

The force acting on the plate per unit area consists of the excitation forces and air resistance.

The one-dimensional wave equation has the form:

$$\frac{d^2\psi}{dz^2} - \frac{1}{c^2} \frac{d^2\psi}{dt^2} = 0, \quad (4)$$

where  $\psi$  – speed potential of an air medium having a density  $\rho_w$ , having a pressure increment  $p$  and the speed of acoustic waves  $V$ :

$$p = -\rho_w \frac{d\psi}{dt}, V = \frac{d\psi}{dz}. \quad (5)$$

At  $\dot{\xi}(t) = i\omega\xi e^{i\omega t}$  the potential can be written in the form

$$\psi(z,t) = \psi_0 e^{(\lambda z + i\omega t)}$$

and the solution to equation (4) will take the form:

$$\left(\lambda^2 + \frac{\omega^2}{c^2}\right) \psi_0 e^{i\omega t} = 0$$

or

$$\psi = A_1 \exp\left(i\omega\left(t + \frac{z}{c}\right)\right) + B_1 \exp\left(i\omega\left(t - \frac{z}{c}\right)\right). \quad (6)$$

Based on equations (5) and (6) we obtain:

$$F_a = \rho_w c \dot{\xi}(x,y,t). \quad (7)$$

The exciting force is determined by the formula

$$F_1(x,y,t) = F_0 \exp(i(\omega t - k(x+y))), \quad (8)$$

and taking into account equation (7), we transform (3) to the form:

$$D \left( \frac{\partial^4 \xi}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 \xi}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 \xi}{\partial y^4} \right) + \rho h \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} = F_0 \exp(i(\omega t - k(x+y))) - \rho_w c \frac{\partial \xi}{\partial t}, \quad (9)$$

Let's transform (9) to the form:

$$\xi(x,y,t) = \xi_0 \exp(i(\omega t - k(x+y))), \quad (10)$$

or

$$\frac{\partial}{\partial t} \xi(x,y,t) = \dot{\xi} = \xi_0 i \omega \exp(i(\omega t - k(x+y))). \quad (11)$$

Let us substitute (10) into (9), perform differentiation, take (11) into account, and obtain the expression:

$$D4k^4 \xi_0 e^{i(\omega t - k(x+y))} + \rho h i \omega \xi_0 i \omega e^{i(\omega t - k(x+y))} = F_0 e^{i(\omega t - k(x+y))} - \rho_w c \xi_0 i \omega e^{i(\omega t - k(x+y))}. \quad (12)$$

Flexural stiffness is calculated from the expression:

$$D = \frac{(1 + i\eta)Eh^3}{12(1 - \nu^2)}. \quad (13)$$

Based on (12) we determine:

$$z_1(\omega) = \frac{F_0}{\xi_0 i\omega} = \frac{4Dk^4}{i\omega} + \rho h i\omega + \rho_w c. \quad (14)$$

Transforming (14), we obtain:

$$z_1(\omega) = 4\eta \frac{Eh^3}{12(1 - \nu^2)} \frac{k^4}{\omega} + \rho_w c + i \left[ \rho h \omega - 4 \frac{Eh^3}{12(1 - \nu^2)} \frac{k^4}{\omega} \right], \quad (15)$$

where  $k = \sqrt{\frac{\omega}{r \cdot c_n}}$  – wave number,  $r = \frac{h}{\sqrt{12}}$  – moment of inertia of the section of a plate of unit area,  $c_n = \sqrt{\frac{E}{\rho(1 - \nu^2)}}$  – bending wave phase velocity.

Let's divide the expression into imaginary and real parts:

$$\left. \begin{aligned} Re(z_1(\omega)) &= \frac{4B\eta}{(r \cdot c_n)^2} \omega + \rho_w c \\ Im(z_1(\omega)) &= \left[ \rho h - \frac{4B}{(r \cdot c_n)^2} \right] \omega \end{aligned} \right\}, B = \frac{Eh^3}{12(1 - \nu^2)}. \quad (16)$$

We will write down the loss coefficient of the plate under the condition of damping of the surrounding air:

$$\eta_1(\omega) = \frac{W_0}{\pi \cdot W_{\dot{r}}} = \frac{Re(z_1(\omega))}{|z_1(\omega)|} = \frac{1}{\sqrt{1 + \left[ \frac{Im(z_1(\omega))}{Re(z_1(\omega))} \right]^2}}$$

or

$$\eta_1(\omega) = \frac{1}{\sqrt{1 + \left[ \frac{\left[ \rho h - \frac{4B}{(r \cdot c_n)^2} \right] \omega}{\frac{4B\eta}{(r \cdot c_n)^2} \omega + \rho_w c} \right]^2}}. \quad (17)$$

We use equation (17) to construct a graph (Figure 4).

To determine the physical parameters of the damping insert, the main parameter of the damping insert is determined. To determine the parameters of plate motion, the oscillatory motion of the plate is studied. This includes the amplitude, frequency and mode of vibration of the plate. Determining the wave properties of a medium includes the study of wave impedance, which depends on the type of medium through which the wave caused by the vibration of the plate passes.

The calculation of wave resistance is performed using the obtained data on the movement of the plate and the properties of the medium; it is possible to additionally calculate the wave resistance of the damping insert. This may require special equations and calculation methods, depending on the specific conditions of the problem. After the calculation and determination of the wave resistance value has been completed, it is necessary to analyze the results. Evaluate how the characteristic impedance of the insert affects the vibration of the plate and how effectively it absorbs or reduces vibration. The calculation scheme for determining the wave resistance is shown in Figure 2.

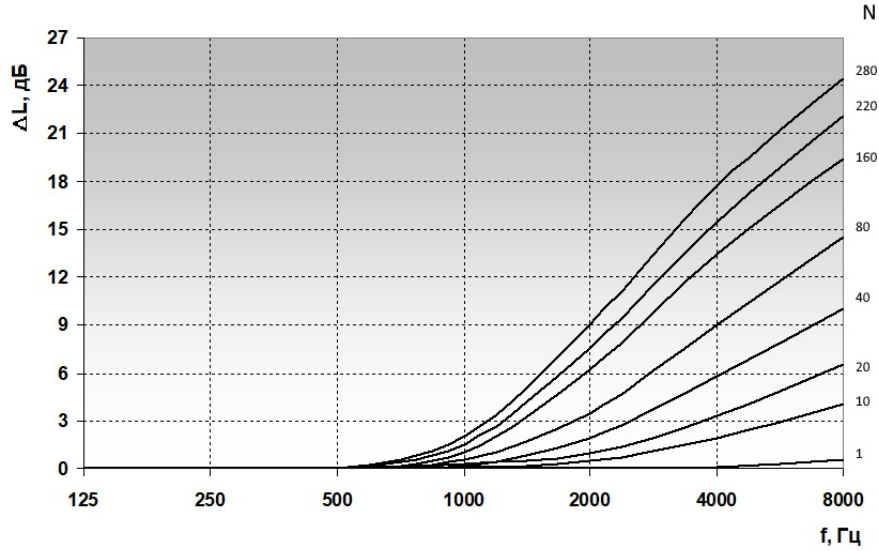


Fig. 4. Graph of loss coefficient values in the plate on the excitation frequency at the initial data:  $h = 0,0025 \text{ m}$ ,  $E = 2,1 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$ ,  $\nu = 0,3$ ,  $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$ ,  $\rho_w = 1,29 \text{ kg/m}^3$ ,  $c = 330 \text{ m/s}$ ,  $\eta = 0,015$

The force of elastic deformation can be taken into account using the stiffness coefficient:

$$k_z = Gh. \quad (18)$$

For the source of oscillatory motion of the damping insert, the following law is valid:

$$\xi(\omega, t) = \xi_0 e^{i\omega t}, \quad (19)$$

where  $\xi_0$  – amplitude of transverse movement of the plate.

This law may differ for different scenarios and types of plate vibration. To take into account the influence of lateral displacement on the oscillatory movement of the damping insert, a mathematical description of the movement of the plate should be performed, that is, a mathematical description of the movement of the plate taking into account the lateral displacement. This may require an equation for the vibration of the plate, which depends on time and coordinates.

Determining the force acting on the insert using a mathematical description of the movement of the plate, determining which parts of the movement affect the insert when it is damped. This may involve breaking down the displacement into components and determining how each component affects the elastic force and the friction force. Calculation of wave resistance is used when obtaining data on forces (elastic deformation force and friction force) to calculate the wave resistance of the damping insert. Analysis of the results involves consideration of the obtained values of wave resistance and its influence on the oscillatory motion of the damping insert. This analysis allows us to understand how the insert effectively suppresses vibration, taking into account the lateral movement of the plate.

The equation of motion of the damping insert has the following form:

$$m\ddot{q} + k_{tr}(\dot{q} - \dot{\xi}) + k_z(q - \xi) = 0, \quad (20)$$

where  $m = H\pi \cdot r^2 \rho_r$  – weight of one damping insert.

The oscillatory motion of the plate occurs with a certain frequency, which is also transmitted to the damping insert, and their frequencies coincide in stationary mode.

The vibrational motion of the plate can be described by a parameter such as the vibration frequency (set frequency), that is, the frequency at which the board oscillates or vibrates. It is determined in relation to the magnitude of the external influence causing vibration of the board. The damping insert allows you to control the amplitude and duration of vibration of the plate. It is usually used to reduce vibration energy and keep the system in a less mobile state. Damping can occur in various ways, for example through energy loss within the material or through damping elements.

Stationary mode is a state of the system in which the amplitude and frequency of vibration of the plate remain constant over time. It is achieved when the energy entering the system is equal to the energy leaving the system as a result of attenuation and other losses. If the set vibration frequency of the board is the same as the frequency in stationary mode, this may mean that the system is in a resonant state, which can lead to an increase in vibration amplitude. Controlling this process is important to prevent system damage or ineffective operation.

Let us transform expression (19) to the form:

$$q(\omega, t) = q_0 e^{i(\omega t)}, \quad (21)$$

where  $q_0$  – amplitude of oscillatory movement of the insert  
Solving jointly (21), (20), (19):

$$m\ddot{q} + k_{tr}\dot{q} + k_z q = (k_{tr}i\omega + k_z)\xi_0 e^{i\omega t},$$

or

$$\frac{(m\ddot{q} + k_{tr}\dot{q} + k_z q)}{(k_{tr}i\omega + k_z)} = \xi_0 e^{i\omega t}. \quad (22)$$

We find the transfer force of inertia from the expression:

$$F_i = -m\ddot{\xi}(\omega, t) = F_0 e^{i\omega t},$$

where

$$F_0 = m\omega^2 \xi_0. \quad (23)$$

Damping insert impedance:

$$z_2(\omega) = \frac{F_0}{\dot{q}_0} = \frac{m\omega^2 \xi_0}{i\omega q_0}. \quad (24)$$

Let us transform (22) to the following form:

$$\begin{aligned} \frac{m\omega^2 e^{i\omega t}}{(k_{tr}i\omega + k_z)} \left( -\frac{m\omega}{i} i\omega q_0 + k_{tr}i\omega q_0 + \frac{k_z}{i\omega} i\omega q_0 \right) &= F_0 e^{i\omega t}, \\ z_2(\omega) &= [(m\omega^2 - k_z)i + k_{tr}\omega] \frac{m\omega}{k_{tr}i\omega + k_z}, \\ z_2(\omega) &= \frac{k_{tr}m^2\omega^4}{k_z^2 + k_{tr}^2\omega^2} + i \frac{k_z(m\omega^2 - k_z)m\omega - k_{tr}^2 m\omega^3}{k_z^2 + k_{tr}^2\omega^2}. \end{aligned} \quad (25)$$

The real and imaginary parts are as follows:

$$Re(z_2(\omega)) = \frac{k_{tr}m^2\omega^4}{k_z^2 + k_{tr}^2\omega^2},$$

$$Im(z_2(\omega)) = \frac{k_z(m\omega^2 - k_z)m\omega - k_{tr}^2m\omega^3}{k_z^2 + k_{tr}^2\omega^2}.$$

Loss factor for a single rubber insert:

$$\eta_2(\omega) = \frac{Re(z_2(\omega))}{|z_2(\omega)|} = \frac{1}{\sqrt{1 + \left[ \frac{Im(z_2(\omega))}{Re(z_2(\omega))} \right]^2}}$$

or

$$\eta_2(\omega) = \frac{1}{\sqrt{1 + \left[ \frac{k_z(m\omega^2 - k_z)m\omega - k_{tr}^2m\omega^3}{k_{tr}m^2\omega^4} \right]^2}}. \quad (26)$$

Using equation (26), we plot the graph of the relationship of the loss coefficient values for the rubber insert (Figure 5).

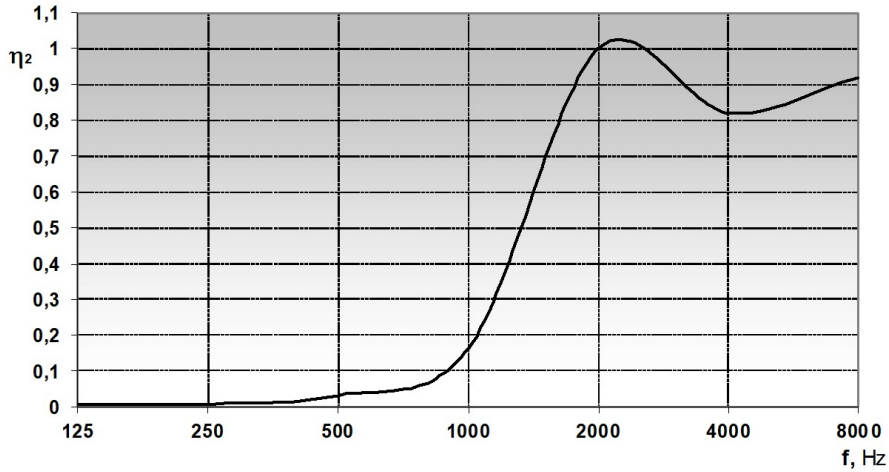


Fig. 5. Graph of the relationship between the loss coefficient values in the rubber insert and the excitation frequency in the plate with initial data:

for the plate –  $h = 0,0025 \text{ m}$ ,  $d = 0,01 \text{ m}$ ; to insert –  $G = 9,6 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$ ,  $\rho = 1400 \text{ kg/m}^3$ ,  
 $k_z = 2,4 \cdot 10^3$ ,  $k_{tr} = 1,1$ ,  $m = 1,583 \cdot 10^{-3} \text{ kg}$

The characteristic impedance of the composite plate is determined from the expression

$$z_3(\omega) = \gamma \cdot z_1(\omega) + N \cdot z_2(\omega).$$

From (15) and (25) taking into account  $\gamma = \frac{4ab}{1}$ , we obtain:

$$z_3 = \frac{\gamma 4B\eta}{(r \cdot c_n)^2} \omega + \gamma \rho_w c + \frac{Nk_{tr}m^2\omega^4}{k_z^2 + k_{tr}^2\omega^2} + i \left\{ \gamma \left[ \rho h - \frac{4B}{(r \cdot c_n)^2} \right] \omega + N \left[ \frac{k_z(m\omega^2 - k_z)m\omega - k_{tr}^2m\omega^3}{k_z^2 + k_{tr}^2\omega^2} \right] \right\}.$$

The total loss coefficient in the plate is obtained by separating the imaginary and real parts in the above equation, as a result we obtain:

$$\eta_{\Sigma}(\omega) = \frac{\operatorname{Re}(z_3(\omega))}{|z_3(\omega)|} = \frac{1}{\sqrt{1 + \left[ \frac{\operatorname{Im}(z_3(\omega))}{\operatorname{Re}(z_3(\omega))} \right]^2}}$$

or

$$\eta_{\Sigma}(\omega) = \frac{1}{\sqrt{1 + \left[ \frac{\gamma \left[ \rho h - \frac{4B}{(r \cdot c_n)^2} \right] \omega + N \left[ \frac{k_z(m\omega^2 - k_z)m\omega - k_{tr}^2 m\omega^3}{k_z^2 + k_{tr}^2 \omega^2} \right]}{\frac{\gamma 4B\eta}{(r \cdot c_n)^2} \omega + \gamma \rho_w c + \frac{N k_{tr} m^2 \omega^4}{k_z^2 + k_{tr}^2 \omega^2}} \right]^2}}. \quad (27)$$

Figure 6 shows the graph obtained using equation (27).

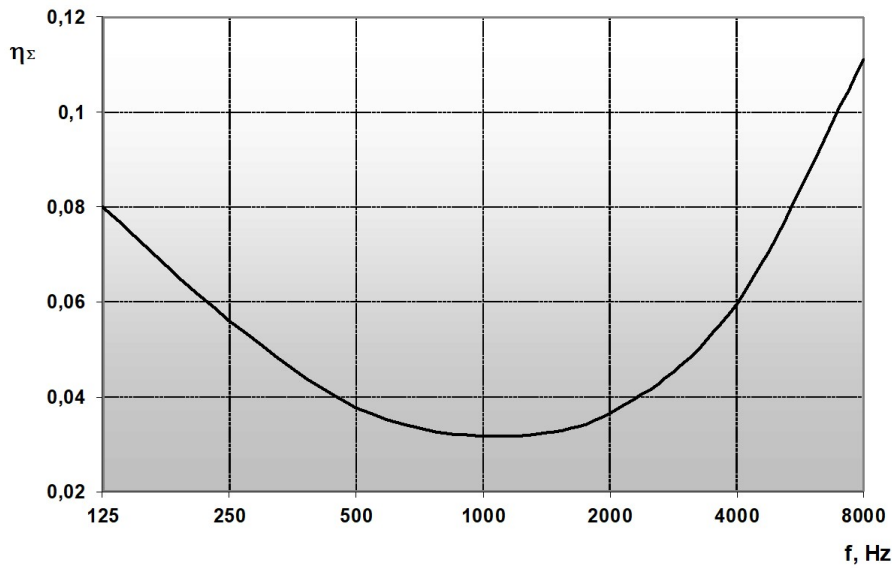


Fig. 6. Graph of the relationship between the values of the total loss coefficient in a plate with a rubber insert and the excitation frequency with initial data: for the plate –  $h = 0,0025 \text{ m}$ ,  $d = 0,01 \text{ m}$ ;  $\gamma = 0,25$ ; for rubber insert –  $G = 9,6 \cdot 10^3 \text{ N/m}^2$ ,  $\rho = 1400 \text{ kg/m}^3$ ,  $k_z = 2,4 \cdot 10^3$ ,  $k_{tr} = 1,1$ ,  $m = 1,583 \cdot 10^{-3} \text{ kg}$ ,  $N = 80$

The amount of reduction in sound pressure level is obtained from expression (1) and equations (25), (17):

$$\Delta L(\omega) = 20 \lg \left( \frac{1 + \left[ \frac{\left[ \rho h - \frac{4B}{(r \cdot c_n)^2} \right] \omega}{\frac{4B\eta}{(r \cdot c_n)^2} \omega + \rho_w c} \right]^2}{1 + \left[ \frac{\gamma \left[ \rho h - \frac{4B}{(r \cdot c_n)^2} \right] \omega + N \left[ \frac{k_z(m\omega^2 - k_z)m\omega - k_{tr}^2 m\omega^3}{k_z^2 + k_{tr}^2 \omega^2} \right]}{\frac{\gamma 4B\eta}{(r \cdot c_n)^2} \omega + \gamma \rho_w c + \frac{N k_{tr} m^2 \omega^4}{k_z^2 + k_{tr}^2 \omega^2}} \right]^2} \right), \quad (28)$$

where  $B = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}$ ,  $r = \frac{h}{\sqrt{12}}$ ,  $c_n = \sqrt{\frac{E}{\rho(1-\nu^2)}}$ . We take into account that

$$20 \lg(\sqrt{x}) = 4,343 \ln(x),$$

Then we write expression (2.28) in the form:



$$\Delta L = 4,343 \left[ \ln \left( 1 + \frac{9\omega^2}{\left( 4\eta\omega + \frac{\rho_w c}{\rho h} \right)^2} \right) - \ln \left( 1 + \left( \frac{N \frac{m\omega(k_z m\omega^2 - k_z^2 - k_{tr}^2 \omega^2) - 3\gamma\rho h\omega}{k_z^2 + k_{tr}^2 \omega^2}}{N \frac{k_{tr} m^2 \omega^4}{k_z^2 + k_{tr}^2 \omega^2} + \gamma\rho_w c + 4\gamma\rho h\eta\omega} \right)^2 \right) \right]. \quad (29)$$

In Figure 7 graphs of changes in sound pressure level and frequency ( $f$ ) and on the number of rubber inserts are plotted ( $N$ ) [11, 12].

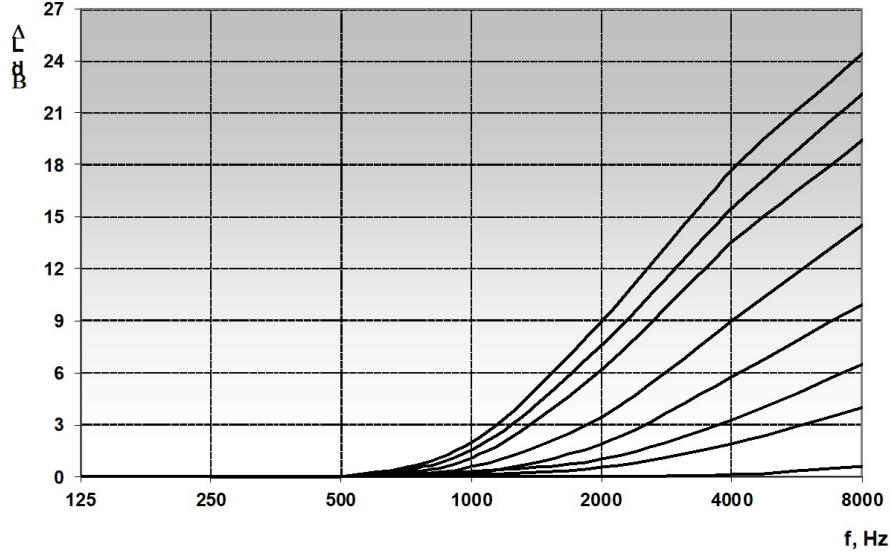


Fig. 7. Graph of the relationship between the sound pressure values of a plate with rubber inserts and the excitation frequency with initial data:

for the plate –  $d = 0,01 \text{ m}$ ,  $h = 0,0025 \text{ m}$ ,  $\gamma = 0,25$ ; for rubber insert –  $m = 1,583 \cdot 10^{-3} \text{ kg}$ ,  
 $G = 9,6 \cdot 10^3 \text{ N/m}^2$ ,  $\rho = 1400 \text{ kg/m}^3$ ,  $k_z = 2,4 \cdot 10^3$ ,  $k_{tr} = 1,1$ ,  
 $N = [280, 220, 160, 80, 40, 20, 10, 1]$

The use of equations such as (29) in engineering practice can significantly improve the design and efficiency of damping systems, which are important in many industries where vibration and noise control are critical.

## Conclusions

1) Based on the analysis of theoretical studies, it is assumed that the physical process of dissipation of flexural vibrational energy in a plate with discrete rubber inserts is determined by dry and viscoelastic friction between the elements of the structure under study.

2) It is assumed that the process of dissipation of vibrational energy in the plate under study is the same as in a system of excited plates with individual anti-vibration blocks located on its surface.

3) Based on the hypotheses and assumptions adopted in the research, a mathematical model was obtained, with the help of which it seems possible to reduce the level of sound radiation of plates with PVI. The mathematical model can be used as a tool for engineers and researchers to design and optimize systems with damping inserts to reduce sound radiation, which is important in various fields including sound protection and vibration isolation.

## References

1. Asminin V.F. Vibration-damping coatings using dry friction // New in life safety and ecology: Sat. report All-Russian scientific-practical conf., St. Petersburg. 14-16 Oct. 1996, St. Petersburg/ - 1996. - Pp. 230-231.
2. Asminin V.F. On the issue of typification of vibration-damping coatings // New in ecology and life safety: Sat. report III All-Russian scientific conf., St. Petersburg. June 16–18, 1998. St. Petersburg. - 1998. - T. 2. - Pp. 395-396.
3. Asminin V.F. Removable vibration-damping coatings with magnetic fixation. Voronezh: VGLTA, 2000. - 144 p.
4. Nikiforov A.S. Vibration absorption on ships. L.: Shipbuilding, 1979. - 184 p.
5. Asminin V.F., Chotelev S.J., Chepulsky Y.P. Reduction of noise at steel sheets working by using vibrodamping covers of multiple use // Proceedings of The Second International Congress on Recent Developments in Air - and Structure - Born Sound and Vibration. Auburn University USA, 1992. - Pp. 165-168.
6. Osmolovsky D., Asminin V., Druzhinina E. Reducing noise from round wood working machines by applying vibration damping friction pads between the saw blade and the clamping flange *Akustika*. - 2019. - Vol. 32. - Pp. 138-140.
7. Klyukin I.I. Combating noise and sound vibration on ships. L.: Shipbuilding, 1971. - 416 p.
8. Lagunov L.F., Osipov G.L. Fighting noise in mechanical engineering. M.: Mechanical Engineering, 1980. - 150 p.
9. Nikiforov A.S. Acoustic design of ship structures: a reference book. L.: Shipbuilding, 1990. - 200 p.
10. Aviation acoustics. Noise in passenger aircraft cabins / ed. A.G. Munina. - M.: Mechanical Engineering, 1986. - Part 2. - 264 p.
11. Enin P.V. Theoretical presentation of the process of damping excited thin-walled steel structures using damping inserts // Components of scientific and technical progress: Sat. materials of the 2nd international scientific and practical. Conf., Tambov, April 21-22, 2006 Tambov, 2006. - Pp. 77-80.
12. Enin P.V. Theoretical assessment of the effectiveness of damping vibration-excited thin-walled steel structures using piece rubber inserts // Far Eastern Spring - 2006: International scientific and practical. conf. In the field of ecology and life safety, Komsomolsk-on-Amur, April 27, 2006. Komsomolsk-on-Amur, 2006. - Pp. 96-100.
13. Asminin V.F., Enin I.V., Samofalova A.S., Sazonova S.A. Theoretical and experimental substantiation of the use of vibration-damping inserts in a variable design to reduce sound vibration from thin-walled steel casings and fences in the collection: Technosphere safety: scientific trends, support means, special education. Materials of the All-Russian Scientific and Practical Conference. Rep. editor I.M. Kazbanova. Voronezh, 2023. - Pp. 120-124.

UDC: 534:699.844:331.45  
OECD: OECD: 01.03. AA

## Evaluation of the sound insulation properties of a lightweight panel with an internal diamond-shaped structure based on computer modeling of the process of passage and absorption of sound energy in it

Asminin V.F.<sup>1</sup>, Druzhinina E.V.<sup>2</sup>, Sazonova S.A.<sup>3\*</sup>

<sup>1</sup> DSc., Professor, Department of 'Life Safety and Legal Relations'

<sup>2</sup> Lecturer, Department of 'Life Safety and Legal Relations'

<sup>3</sup> PhD, Associate Professor, Department of 'Technosphere and Fire Safety'

<sup>1,2</sup> Voronezh State Forestry University named after G.F. Morozov, Voronezh, Russia

<sup>3</sup> Voronezh State Technical University, Voronezh, Russia

### Abstract

Acoustic screens used in industrial enterprises for noise reduction and creation of comfortable working conditions are considered. It is proposed to use a new design of a portable lightweight soundproofing panel with a corrugated diamond-shaped structure. The results of mathematical modeling of the process of sound transmission and distribution in a portable lightweight soundproof panel are presented. Simulation of sound distribution in the studied medium was performed by applying a mesh model with concentrated parameters. The mathematical model is a system of differential equations, the solution of which makes it possible to determine the mechanical behavior of the system based on the given parameters. The Runge-Kutta second order method was used for the numerical implementation of the mathematical model. An analytical formula for the nodes in the design scheme depending on the parameters of the sound-isolating panel under study is obtained. The developed model, due to its versatility, allows modeling the sound distribution with a wide variety of characteristics. Three types of sounds for conducting basic computer experiments were selected: sinusoidal, single pulse of rectangular shape, single pulse of Gaussian shape. The calculation of sound absorption characteristics is performed. An algorithm for the passage of sound through a sound-isolating panel has been developed. Initial and boundary conditions, model assumptions are given. The software implementation of the model has been performed. The results of computer modeling, proving the effective sound absorption of the proposed portable lightweight soundproof panel are presented and analyzed.

**Keywords:** acoustic screens, sound insulation, portable lightweight soundproof panel with diamond-shaped structure, mathematical modeling, computer experiment.

### Оценка звукоизолирующих свойств облегченной панели с внутренней ромбовидной структурой на основе компьютерного моделирования процесса прохождения и поглощения в ней звуковой энергии

Асминин В.Ф.<sup>1</sup>, Дружинина Е.В.<sup>2</sup>, Сазонова С.А.<sup>3\*</sup>

<sup>1</sup> Д.т.н., профессор кафедры «Безопасность жизнедеятельности и правовых отношений»

<sup>2</sup> Преподаватель кафедры «Безопасность жизнедеятельности и правовых отношений»

<sup>3</sup> К.т.н., доцент кафедры «Техносферная и пожарная безопасность»

<sup>1,2</sup> ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет им. Г.Ф. Морозова», г. Воронеж, РФ

<sup>3</sup> ЗФГБОУ ВО «Воронежский государственный технический университет», г. Воронеж, РФ

### **Аннотация**

Исследуются акустические свойства звукоизоляционных экранов, используемых на промышленных предприятиях для снижения уровня шума и создания требуемых условий труда. Предлагается использовать новый тип портативной легкой звукоизоляционной плиты с гофрированной ромбовидной структурой. Рассмотрены результаты моделирования процесса передачи и распространения звука в портативных легких звукоизоляционных панелях. Сетчатая расчетная модель с дискретными параметрами использовалась для моделирования распространения звука в исследуемой среде. Математическая модель состоит из системы дифференциальных уравнений, решение которой позволяет определять механическое поведение системы на основе заданных параметров. Метод Рунге-Кутты второго порядка использовался для численной реализации предложенной математической модели. В соответствии с параметрами исследуемой звукоизоляционной плиты была получена аналитическая формула для узлов в расчетной схеме. Предложенная модель, благодаря своей универсальности, позволяет моделировать распространение звука с самыми разнообразными характеристиками. При проведении базовых компьютерных экспериментов были выбраны три типа звуков: синусоидальные, одиночный импульс прямоугольной формы и одиночный импульс гауссовой формы. В результате проведенных исследований были определены характеристики звукопоглощения. Был разработан алгоритм прохождения звука через звукоизоляционные панели. В статье приведены начальные и граничные условия и допущения для модели. После программной реализации модели были проанализированы результаты компьютерного моделирования, позволяющие сделать вывод о эффективности звукопоглощающей способности предлагаемой портативной легкой звукоизоляционной плиты.

**Ключевые слова:** акустические экраны, звукоизоляция, переносная облегчённая звукоизолирующая панель с ромбовидной структурой, математическое моделирование, компьютерный эксперимент.

### **Introduction**

Acoustic screens (hereinafter referred to as AS) have a noise-canceling effect, as they effectively protect workers from the direct effects of noise. They are installed between the noise sources and the workplace in order to create a shadow area where sound waves penetrate only partially.

The sound-proofing properties of the screen material, which depend on its density, are of great importance in the effectiveness of its application. As it is known, the greater the density and thickness of the material, the higher the sound insulation of the structure.

Stationary acoustic screens in production workshops have not found wide application, for the same reason as wall sound-proofing walls.

Portable acoustic screens for permanent and temporary workplaces are rarely used due to:

- their large weight and dimensions;
- inconveniences of movement and transportation;
- difficulties arising in their storage and storage when there is no need to use them (for example, at temporary workplaces).

Based on experimental studies, it was found that the design of a portable lightweight soundproof panel (PLS panel) with a corrugated diamond-shaped structure is the most effective one.

PLS panels with a corrugated diamond-shaped structure are proposed to be made from

polymer film materials or from leafed pulp and paper materials, fabrics (Figures 1 and 2) [1].

Figure 1 shows a general view of the PLS panel in an axonometric projection. Figure 2 schematically shows the process of folding the panel during disassembly for storage or transfer to another room. The PLS panel contains a diamond-shaped partition 1 enclosed between two parallel flat partitions 2 and 3, which have bending lines 4.

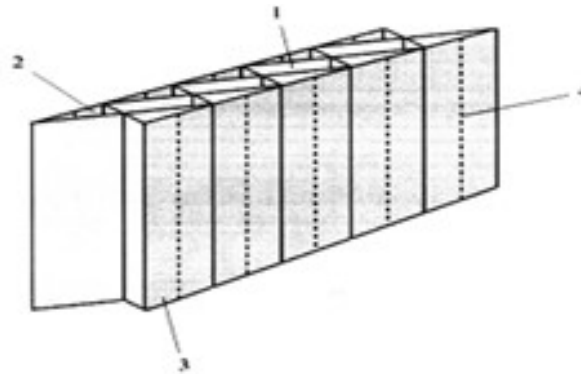


Fig. 1. General view of the PLS panel

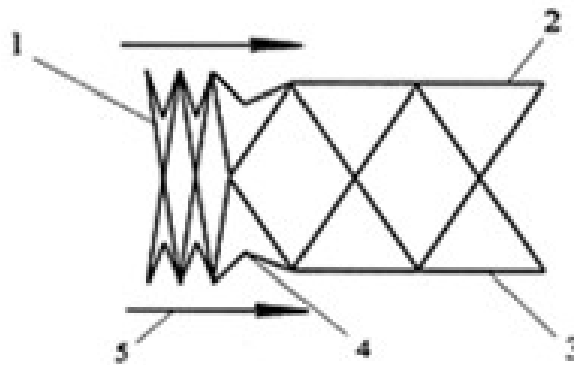


Fig. 2. Cross section of the PLS panel structure during the disassembly process

### 1. Simulation of the process of sound transmission and distribution in the PLS panel

To study the process of sound transmission and distribution in the PLS panel, as well as to confirm the acoustic efficiency of the developed structure, its computer simulation considering certain assumptions and limitations is proposed. To simulate the propagation of sound in the PLS panel and its scattering, the studied media were presented in the form of a grid model with concentrated parameters (Figure 3).

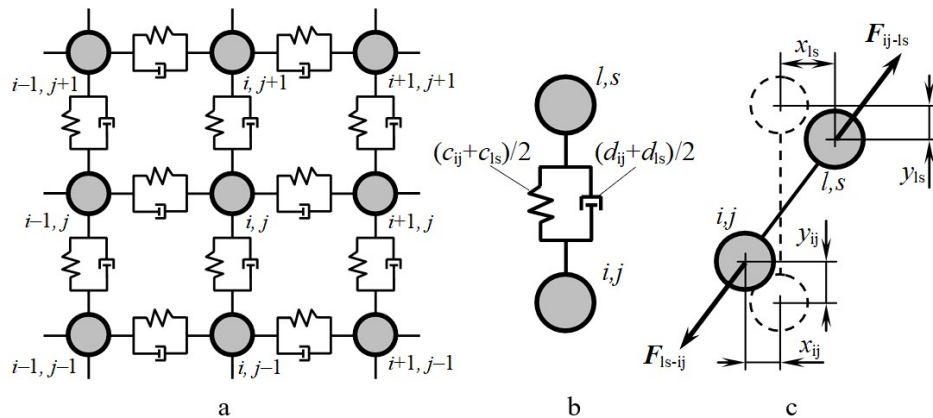


Fig. 3. Rectangular grid used in the model: a – indexing of grid nodes; b – separate viscoelastic interaction; c – the appearance of elastic forces when the grid nodes are displaced from equilibrium positions

The following parameters are used for grid nodes:

- parameter of the medium type  $k_{ij}$  (for the panel material  $k_{ij} = 1$ , for the air medium  $k_{ij} = 0$ );
- the mass parameter  $m_{ij}$ , wherein  $m = \rho d_0^3$ ,  $\rho$  is the volume density of the medium;
- the Cartesian components of the displacement  $x_{ij}$ ,  $y_{ij}$  represent the displacement of the node from its equilibrium position in the horizontal and vertical planes;
- the Cartesian components of the velocity  $v_{xij}$ ,  $v_{yij}$  describe the displacement velocity of the node in the horizontal and vertical planes;
- the coefficient of rigidity of the interaction  $c_{ij}$  determines the degree of rigidity of the connection between the nodes of the grid;
- the viscosity coefficient of the interaction  $d_{ij}$  reflects the degree of damping of the connection between the nodes.

Below, the grid dimensions are denoted by  $n \times m$  ( $i = 1 \dots n$ ,  $j = 1 \dots m$ ). Figure 4 shows the model representation of the media through which the sound passes.

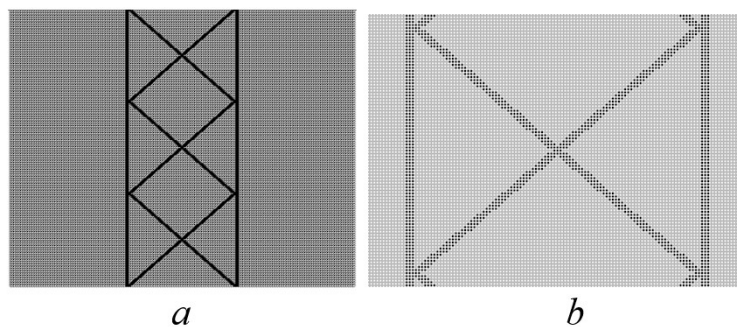


Fig. 4. Model representation of the medium for sound distribution in the form of a straight-angle grid with nodes of two types (air and material of the panel are, respectively, white and black circles): a – fully simulated system (three panel element cells); b – enlarged middle panel cell

Equations (1) constitute a system of differential equations, the solution of which makes it possible to determine the mechanical behavior of the system based on the given parameters (masses, stiffness, friction coefficients, etc.).

$$\left\{ \begin{array}{l}
 m_{ij} \frac{d^2 x_{ij}}{dt^2} = \frac{c_{ij} + c_{i+1j}}{2} \left( d_0 - \sqrt{(x_{i+1j} - x_{ij})^2 + (y_{i+1j} - y_{ij})^2} \right) \frac{x_{i+1j} - x_{ij}}{\sqrt{(x_{i+1j} - x_{ij})^2 + (y_{i+1j} - y_{ij})^2}} + \\
 + \frac{c_{ij} + c_{i-1j}}{2} \left( d_0 - \sqrt{(x_{i-1j} - x_{ij})^2 + (y_{i-1j} - y_{ij})^2} \right) \frac{x_{i-1j} - x_{ij}}{\sqrt{(x_{i-1j} - x_{ij})^2 + (y_{i-1j} - y_{ij})^2}} + \\
 + \frac{c_{ij} + c_{ij+1}}{2} \left( d_0 - \sqrt{(x_{ij+1} - x_{ij})^2 + (y_{ij+1} - y_{ij})^2} \right) \frac{x_{ij+1} - x_{ij}}{\sqrt{(x_{ij+1} - x_{ij})^2 + (y_{ij+1} - y_{ij})^2}} + \\
 + \frac{c_{ij} + c_{ij-1}}{2} \left( d_0 - \sqrt{(x_{ij-1} - x_{ij})^2 + (y_{ij-1} - y_{ij})^2} \right) \frac{x_{ij-1} - x_{ij}}{\sqrt{(x_{ij-1} - x_{ij})^2 + (y_{ij-1} - y_{ij})^2}} + \\
 + \frac{d_{ij} + d_{i+1j}}{2} \left( \frac{dx_{i+1j}}{dt} - \frac{dx_{ij}}{dt} \right) + \frac{d_{ij} + d_{i-1j}}{2} \left( \frac{dx_{i-1j}}{dt} - \frac{dx_{ij}}{dt} \right) + \\
 + \frac{d_{ij} + d_{ij+1}}{2} \left( \frac{dx_{ij+1}}{dt} - \frac{dx_{ij}}{dt} \right) + \frac{d_{ij} + d_{ij-1}}{2} \left( \frac{dx_{ij-1}}{dt} - \frac{dx_{ij}}{dt} \right); \\
 m_{ij} \frac{d^2 y_{ij}}{dt^2} = \frac{c_{ij} + c_{i+1j}}{2} \left( d_0 - \sqrt{(x_{i+1j} - x_{ij})^2 + (y_{i+1j} - y_{ij})^2} \right) \frac{y_{i+1j} - y_{ij}}{\sqrt{(x_{i+1j} - x_{ij})^2 + (y_{i+1j} - y_{ij})^2}} + \\
 + \frac{c_{ij} + c_{i-1j}}{2} \left( d_0 - \sqrt{(x_{i-1j} - x_{ij})^2 + (y_{i-1j} - y_{ij})^2} \right) \frac{y_{i-1j} - y_{ij}}{\sqrt{(x_{i-1j} - x_{ij})^2 + (y_{i-1j} - y_{ij})^2}} + \\
 + \frac{c_{ij} + c_{ij+1}}{2} \left( d_0 - \sqrt{(x_{ij+1} - x_{ij})^2 + (y_{ij+1} - y_{ij})^2} \right) \frac{y_{ij+1} - y_{ij}}{\sqrt{(x_{ij+1} - x_{ij})^2 + (y_{ij+1} - y_{ij})^2}} + \\
 + \frac{c_{ij} + c_{ij-1}}{2} \left( d_0 - \sqrt{(x_{ij-1} - x_{ij})^2 + (y_{ij-1} - y_{ij})^2} \right) \frac{y_{ij-1} - y_{ij}}{\sqrt{(x_{ij-1} - x_{ij})^2 + (y_{ij-1} - y_{ij})^2}} + \\
 + \frac{d_{ij} + d_{i+1j}}{2} \left( \frac{dy_{i+1j}}{dt} - \frac{dy_{ij}}{dt} \right) + \\
 + \frac{d_{ij} + d_{i-1j}}{2} \left( \frac{dy_{i-1j}}{dt} - \frac{dy_{ij}}{dt} \right) + \frac{d_{ij} + d_{ij+1}}{2} \left( \frac{dy_{ij+1}}{dt} - \frac{dy_{ij}}{dt} \right) + \frac{d_{ij} + d_{ij-1}}{2} \left( \frac{dy_{ij-1}}{dt} - \frac{dy_{ij}}{dt} \right).
 \end{array} \right. \quad (1)$$

Second order differential equations (1) are solved by the second order Runge-Kutta method [2]:

$$\begin{aligned}
 x_{ij}^{\tau+1} &= x_{ij}^{\tau} + v_{xij}^{\tau} \cdot \Delta t + a_{xij}^{\tau} \cdot (\Delta t)^2 / 2; \\
 v_{xij}^{\tau+1} &= v_{xij}^{\tau} + a_{xij}^{\tau} \cdot \Delta t; \\
 y_{ij}^{\tau+1} &= y_{ij}^{\tau} + v_{yij}^{\tau} \cdot \Delta t + a_{yij}^{\tau} \cdot (\Delta t)^2 / 2; \quad v_{yij}^{\tau+1} = v_{yij}^{\tau} + a_{yij}^{\tau} \cdot \Delta t,
 \end{aligned} \quad (2)$$

wherein  $x_{ij}, v_{ij}, a_{ij}$  are the coordinate, speed, acceleration of the node, respectively;  $\Delta t$  is the time integration step;  $ij$  are the node indices,  $\tau$  and  $\tau + 1$  are the indices of the current and next time step.

## 2. Model representation of the soundproof panel

We set the node type  $k_{ij} = 1$  (panel material) to those nodes that fall into the geometric area corresponding to the panel. For the other nodes, the node type  $k_{ij} = 0$  (the air) is set.

We obtain an analytical formula for  $k_{ij}$  depending on the parameters of the soundproof panel (panel thickness  $a$ ; cell size  $b$ ; thickness of the front/rear wall  $d_C$ , the thickness of the partition  $d_{II}$ ) (Figure 5).

$$k_{ij} = \begin{cases} 1, & \left[ \begin{array}{l} \left\{ \begin{array}{l} \frac{b}{a} \left| i - \frac{n}{2} \right| d_0 - \frac{d_{II}}{2} \frac{\sqrt{a^2+b^2}}{b} < (j - \frac{m}{2}) d_0 + bN_{\mathcal{R}} < \frac{b}{a} \left| i - \frac{n}{2} \right| d_0 + \frac{d_{II}}{2} \frac{\sqrt{a^2+b^2}}{b}; \\ \left| i - \frac{n}{2} \right| d_0 < a + \frac{d_C}{2}; \end{array} \right. \\ \left\{ \begin{array}{l} -\frac{b}{a} \left| i - \frac{n}{2} \right| d_0 - \frac{d_{II}}{2} \frac{\sqrt{a^2+b^2}}{b} < -(j - \frac{m}{2}) d_0 + bN_{\mathcal{R}} < -\frac{b}{a} \left| i - \frac{n}{2} \right| d_0 + \frac{d_{II}}{2} \frac{\sqrt{a^2+b^2}}{b}; \\ \left| i - \frac{n}{2} \right| d_0 < a + \frac{d_C}{2}; \end{array} \right. \\ \left\{ \begin{array}{l} \frac{b}{2s} \left| i - \frac{n}{2} \right| d_0 + \frac{b}{2} - \frac{ab}{s} - \frac{d_C}{2} \frac{\sqrt{4s^2+b^2}}{b} < (j - \frac{m}{2}) d_0 + bN_{\mathcal{R}} < \frac{b}{2s} \left| i - \frac{n}{2} \right| d_0 + \frac{b}{2} - \frac{ab}{s} + \frac{d_C}{2} \frac{\sqrt{4s^2+b^2}}{b}; \\ \frac{a}{2} - s - \frac{d_C}{2} < \left| i - \frac{n}{2} \right| d_0 < \frac{a}{2}; \\ (j - \frac{m}{2}) d_0 + bN_{\mathcal{R}} < \frac{b}{2}; \end{array} \right. \\ \left\{ \begin{array}{l} -\frac{b}{2s} \left| i - \frac{n}{2} \right| d_0 - \frac{b}{2} + \frac{ab}{s} - \frac{d_C}{2} \frac{\sqrt{4s^2+b^2}}{b} < -(j - \frac{m}{2}) d_0 + bN_{\mathcal{R}} < -\frac{b}{2s} \left| i - \frac{n}{2} \right| d_0 - \frac{b}{2} + \frac{ab}{s} + \frac{d_C}{2} \frac{\sqrt{4s^2+b^2}}{b}; \\ \frac{a}{2} - s - \frac{d_C}{2} < \left| i - \frac{n}{2} \right| d_0 < \frac{a}{2}; \\ -(j - \frac{m}{2}) d_0 + bN_{\mathcal{R}} > -\frac{b}{2}; \end{array} \right. \end{array} \right. \\ 0, \text{ otherwise} \end{cases} \quad (3)$$

wherein  $N_{\mathcal{R}}$  is the panel cell number (in most calculations,  $N_{\mathcal{R}}$  took the values  $-1, 0, 1$ ).

The main cell of the soundproof panel is located in the center of the model space (Figure 5): the point  $O$  has the coordinates  $(n/2 \cdot d_0, m/2 \cdot d_0)$ .

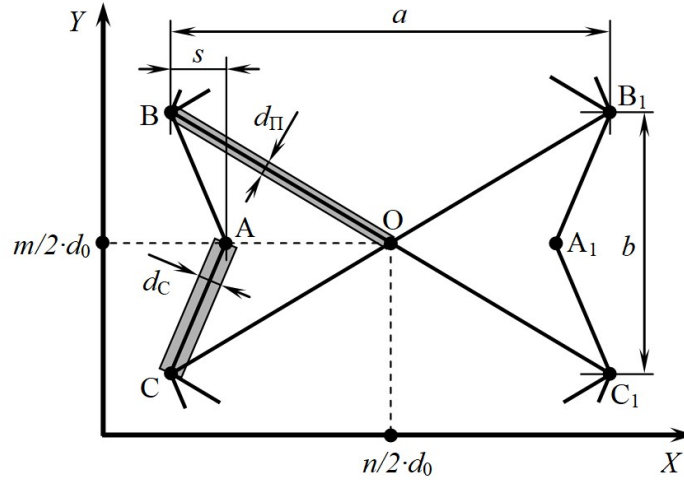


Fig. 5. Model representation of the soundproof panel

### 3. Model representation of the sound source and receiver

The developed model can be used to study the propagation of sound in various media, such as air, water, solids and others. It also takes into account various physical properties of the medium, such as the density and speed of sound. Due to this, the model can be used to analyze and predict sound phenomena such as noises, echoes and resonance. It can also be used to optimize the acoustic design of rooms and the development of sound-absorbing materials [3,4].

The high versatility of the developed model makes it an effective tool for exploring and improving the sound environment.

For basic computer experiments, the model reproduces the incident of a plane sound wave on a sound-absorbing panel, for which the coordinates of nodes located in the leftmost row (having indices  $i = 1, j - \text{arbitrary}$ ) are simultaneously changed. The sound source is given by a mathematical expression for the function  $x_{1j}(t)$ .

Three types of sounds were selected for carrying out the basic computer experiments:

a) sinusoidal, given by the formula



$$x_{1j}(t) = A_3 \sin \left( \frac{2\pi}{f_3} t \right), \quad (4)$$

wherein  $A_3$  and  $f_3$  are the amplitude and frequency of sound;

b) a single pulse of rectangular shape:

$$x_{1j}(t) = A_{\text{H}} \begin{cases} 0, & t < t_{\text{H}}; \\ 1, & t_{\text{H}} \leq t < t_{\text{H}} + t_{\text{H}}; \\ 0, & t \geq t_{\text{H}} + t_{\text{H}}, \end{cases} \quad (5)$$

wherein  $A_{\text{H}}$  is the pulse amplitude;  $t_{\text{H}}$  is the moment of time at which the pulse is emitted;  $t_{\text{H}}$  is the pulse duration.

c) a single pulse of Gaussian shape:

$$x_{1j}(t) = A_{\text{H}} e^{-\frac{(t-t_0)^2}{\tau_{\text{H}}}}, \quad (6)$$

wherein  $\tau_{\text{H}}$  is the parameter describing the pulse duration (the pulse duration is approximately equal to  $6\tau_{\text{H}}$ );  $t_0$  is the moment when the pulse amplitude reaches its maximum.

The current sound level  $x_{\text{H}}(t) \times N(t)$  perceived by the model 'receiver' is determined by averaging the horizontal displacements  $x_{nj}(t)$  of nodes with the index 'nj' (index  $i = n$  means the maximum index in the direction  $i$ ):

$$x_{\text{H}}(t) = \frac{1}{m} \sum_{j=1}^n |x_{nj}(t)|, \quad (7)$$

wherein  $m$  is the maximum index of nodes in the vertical direction ( $j = 1 \dots m$ ).

The amplitude of the received sound  $A_{\text{H}}$  is defined as the maximum value of the function  $x_{\text{H}}(t)$ :

$$A_{\text{H}} = \max_t \left( \frac{1}{m} \sum_{j=1}^n |x_{nj}(t)| \right) \quad (8)$$

From comparing the amplitude of the sound of the transmitter  $A_3$  and the sound of the receiver  $A_{\text{H}}$ , we can conclude about the effectiveness of sound absorption when passing through the medium. Quantitatively, this efficiency is expressed in terms of the logarithmic attenuation increment  $\theta = \lg(A_3/A_{\text{H}})$  and is expressed in decibels (dB).

Each step of the calculation is based on the previous values and uses numerical methods to approximate the desired parameters. That is, the model uses numerical methods and algorithms to calculate output characteristics based on sampling of input data. Analytical models, on the contrary, are based on analytical transformations of mathematical equations, which may be impossible for complex simulated processes. A simplified calculation algorithm is presented in the flowchart (Figure 6).

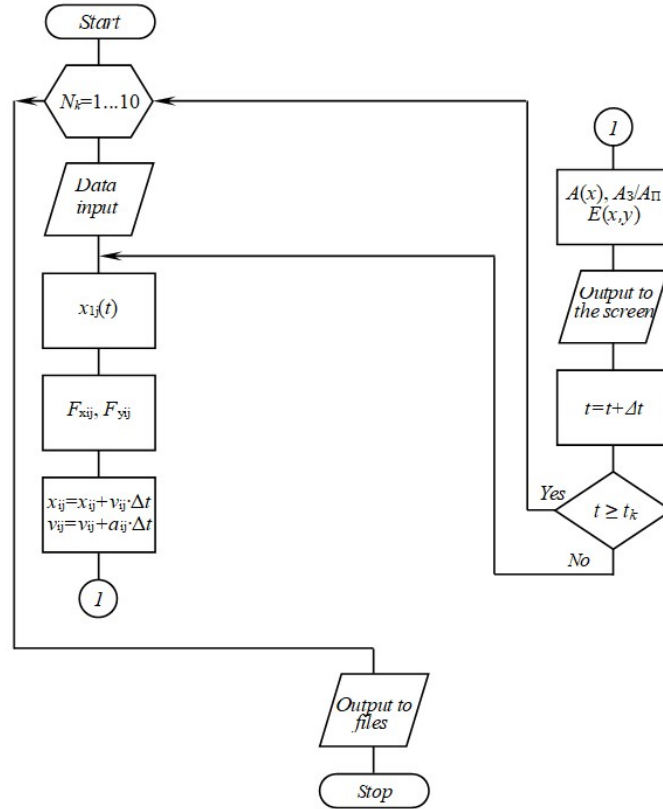


Fig. 6. The algorithm of sound transmission through the soundproof PLS panel

#### 4. Calculation of sound absorption characteristics

Because the developed model reproduces sound distribution at the level of vibration of individual nodes, there are ample opportunities to determine various characteristics of the sound transmission process through the panel. In particular, the following characteristics are used for further analysis:

- the amplitude of the sound after the passage of the panel  $A_{\Pi}$  (or the logarithmic decay of the sound during the passage of the panel  $\theta = \lg(A_3/A_{\Pi})$ );
- the dependence of the sound amplitude along the line perpendicular to the plane of the panel  $A(x)$ .
- the dependence of the displacements of the control elements on time  $x_{ij}(t)$ .
- the scheme of the current displacements of the elements of the medium  $x(i,j,t)$ ;
- the scheme of the current energy distribution in the medium  $E(x,y,t)$ , defined as follows:

$$E(x,y,t) = E(id_0, jd_0, \tau) = E_{\Pi ij}^{\tau} + E_{K ij}^{\tau} = \frac{c_{ij}}{2} \left( (x_{ij}^{\tau})^2 + (y_{ij}^{\tau})^2 \right) + \frac{m_{ij}}{2} \left( (v_{xij}^{\tau})^2 + (v_{yij}^{\tau})^2 \right), \quad (9)$$

wherein  $E_{\Pi ij}$  and  $E_{K ij}$  is the potential and kinetic energy of the element  $ij$ .

#### 5. Initial and boundary conditions, model assumptions

##### 5.1. Initial conditions

At the initial moment of time, the offsets  $x, y$  and node velocities are equal to zero:

$$x_{ij}^0 = 0, y_{ij}^0 = 0, v_{xij}^0 = 0, v_{yij}^0 = 0.$$

### 5.2. Boundary conditions

Nodes on the upper ( $j = m$ ), lower ( $j = 1$ ) and right ( $i = n$ ) boundaries of the model space are fixed:

$$x_{i1} = 0; y_{i1} = 0; x_{im} = 0; y_{im} = 0; x_{nj} = 0; y_{nj} = 0;$$

$$v_{xi1} = 0; v_{yi1} = 0; v_{xim} = 0; v_{yim} = 0; v_{xnj} = 0; v_{ynj} = 0.$$

Nodes on the left boundary ( $i = 1$ ) of the model space move according to a given law (see above) – in accordance with the nature of the sound being supplied.

### 5.3. For the model, we introduce the following assumptions:

- the environment is considered as solid;
- the physical properties of the medium extend to all nodes and the connections between them;
- the interaction between nodes is considered linear viscoelastic, which means that the connections between nodes have both elastic and viscous characteristics;
- the nodes of the model perform mechanical movement near equilibrium positions according to the laws of classical dynamics, that is, the movement of the nodes is determined by Newton's laws;
- the modeling does not take into account the effect of gravity on the environment, which means that the gravitational influence is not taken into account when calculating the model;
- the mechanical properties of the material depend only on five parameters of the elements: mass, diameter, viscosity coefficients, stiffness coefficients and interaction constraints. This means that the properties of the material used in the model are determined only by these five parameters.

## 6. Software implementation of the model

The developed mathematical model is numerically implemented using the computer program 'A program for modeling the passage of sound through a lightweight soundproof panel with a corrugated diamond-shaped structure', which is developed in the Object Pascal language in the integrated programming environment Borland Delphi 7.0 (Figure 7).

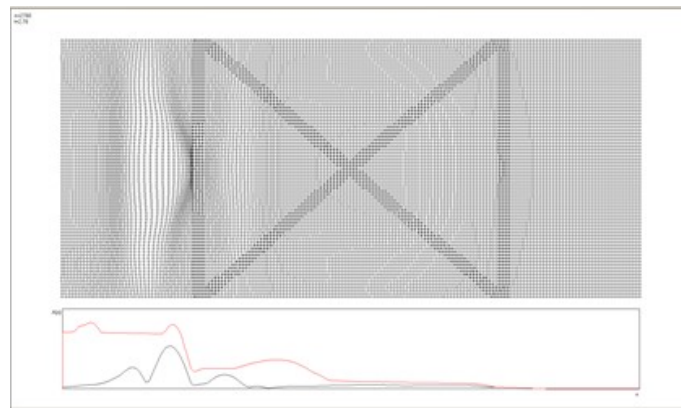


Fig. 7. The form of the output of the computer experiment results in the developed program

The program is designed to study and simulate the passage of sound through panels with a corrugated diamond-shaped structure. It can be useful when designing sound insulation systems, such as insulation panels for rooms or sound-absorbing materials.

After the computer experiment was completed, the program recorded the main characteristics of the process (the distribution of the sound amplitude in the direction perpendicular to the plane of the panel, the time dependence of the amplitude of the vibrations of air particles before and after passing the panel) in files on the hard disk of the computer.

## 7. Features of the computer experiment

The numerical experiment consisted in modeling the distribution of a given initial air vibration through a soundproof panel and determining the nature of the air vibrations behind the panel.

During the computer experiment, the disturbance of the air environment, initially created on the left boundary of the model space, moved at a certain speed in the direction of the panel, then the disturbance was transmitted to the panel itself, causing complex deformations of the structure [5-8].

Spreading inside the panel, the disturbance at a certain point in time came out from the right side of the panel, causing fluctuations in the air environment. At a given distance from the panel, on the right side, there were a number of elements, the average displacement of which determined the amplitude of the transmitted sound AP.

## 8. Investigation using the acoustic efficiency model of the PLS panel

### 8.1. Stages of the process of overcoming the PLS panel by the sound

To analyze the process of overcoming the PLS panel by sound using the developed model, a sequence of energy distribution schemes  $E(x, y, t)$  and displacements  $x_{ij}(x, y, t)$  at several key points in time was obtained (Figures 8-11).

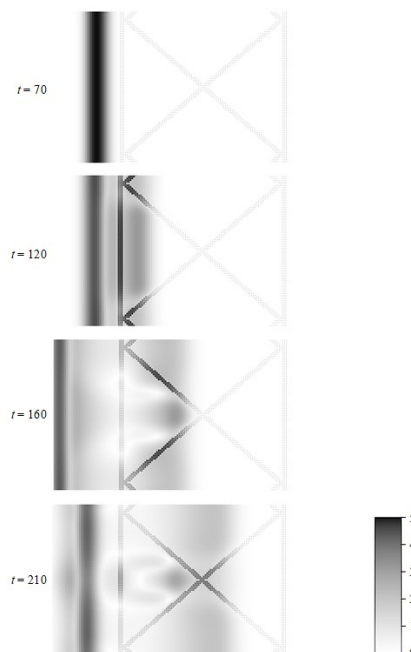


Fig. 8. Scheme of the sound energy distribution as it passes through the PLS panel

For the convenience of visual analysis of the process, the passage of a Gaussian-shaped sound pulse with a characteristic width of about 3 cm was simulated in the model.

The width of the pulse was specially chosen for a comparable smaller panel thickness (45 or 90 mm, depending on the purpose of the computer experiment), in order for the passage of the pulse to be observed more clearly. In addition, for this computer experiment, the density of the panel material was specially significantly reduced and amounted to 1/10 of the density of air. The reason was that for the real density of the panel material, even one thin wall leads to a significant decrease in the amplitude of the sound, which would complicate the visual analysis of the energy distribution scheme s and the displacement of the medium.

Such steps to improve the presentation qualities of the model were made only for the first computer experiments. For the main series of computer experiments, the density of the panel material corresponded to the real density of polyethylene (or cardboard), and the width of the sound pulses corresponded to the frequency of 1000 Hz (the most characteristic frequency of sound).

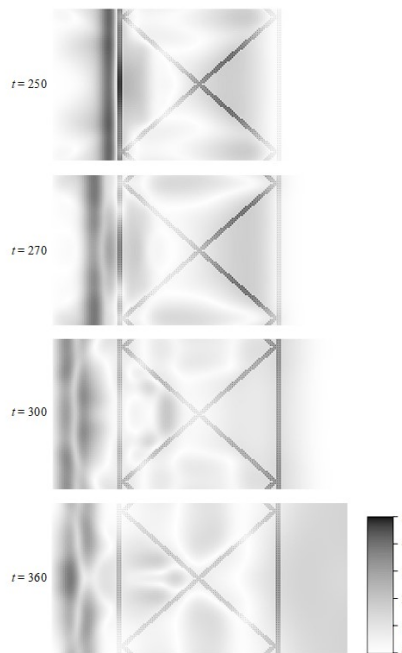


Fig. 9. Scheme of sound energy distribution as it passes through the PLS panel

It should also be noted that in Figures 10, 11 the displacements of the elements of the medium are depicted magnified by 1000 times for the convenience of visual analysis. In reality, the amplitude of the initial sound pulse was 100 dB.

Now consider the stages of the process of overcoming the PLS panel by the sound. Initially, the sound is a Gaussian-shaped air disturbance moving at the speed of sound in the air in the direction of the panel (Figures 8, 10,  $t = 70$  microseconds).

At the moment of contact of the sound pulse with the panel's outer wall, peculiar membranes are formed on the wall – free sections of the wall resting on the junction of the wall with the internal partitions (Figures 8, 10,  $t = 120$  microseconds). The membranes partially transmit the disturbance of the medium inside the panel (into the triangular air chamber), partially reflect the disturbance from the panel. The junctions of the wall and partitions also act as a secondary sound source and transmit perturbation both along the partitions and into the air chamber of the rhombic section.

Further, the sound inside the panel passes through three mechanisms (Figures 8, 10,  $t = 160$  microseconds).

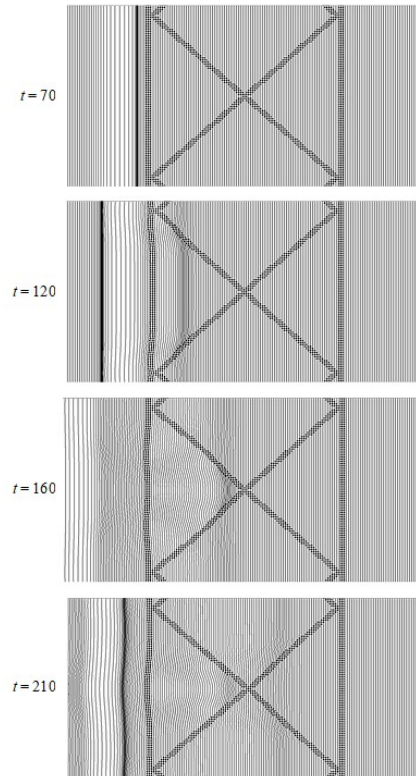


Fig. 10. Offset of the PLS panel elements during the sound passage

When the disturbance reaches the center of the panel, the following effects occur (Figures 8, 10,  $t = 210$  microseconds):

a) in an air chamber of triangular cross-section, a focused disturbance acts on a strong central node of the intersection of internal overheating. As a result, the sound energy spread in the chamber air is significantly dissipated by internal friction in the partition material. Part of the sound disturbance is transmitted to the central node, and it further acts as a point source of sound in the second triangular air chamber;

b) the disturbance propagating along the partitions continues to spread further after overcoming the central node, continuing to lose energy to internal friction in the material of the superglue;

c) in the rhombic chamber, the air disturbance has a width (judging by the dimming on the energy distribution scheme) about twice as large as the outgoing sound pulse.

By the time the outer wall is reached, the following effects occur (Figures 9, 11,  $t = 250, 270$  microseconds):

a) sound is focused in the rhombic chamber and the disturbance hits the solid junction of the internal partitions with the far outer wall, due to which a significant damping of the disturbance occurs;

b) disturbances moving along the internal partitions reach the junction of the partitions with the far outer wall, and are transmitted to these nodes;

c) in the distant triangular chamber, the sound, propagating mainly from a point source, is additionally blurred in time and the sound pulse has a width approximately three to four times greater than the original pulse. This blurred pulse is transmitted to an extended section of the far outer wall, which acts as a membrane, relying on the nodes of the connection of the outer wall with internal partitions.

After contact with the outer wall, the disturbance of the medium is partially reflected back into the panel, partially exits the panel and continues to propagate in the air in the form of

a flat single wave (Figures 9, 11,  $t = 300, 360$  microseconds). It should be noted that the sound pulse after passing the panel is significantly blurred (judging by the width of the darkening area - at least 4 times).

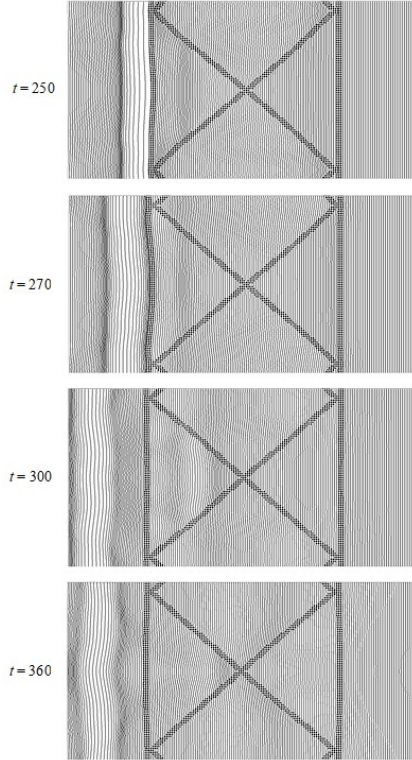


Fig. 11. Offset of the PLS panel elements during the passage of sound

As the sound disturbance passes through the PLC panel, due to the internal structure of the panel, more than 10 effects are observed, each of which leads to a damping of the disturbance energy, or to a blurring of the disturbance in time.

## 8.2. Influence of frequency and amplitude of sound

For practical use, the proposed PLS panel should provide sufficiently high sound absorption in a wide range of frequency and amplitude of sound. In order to determine the effect of the sound frequency  $f_3$  on the sound absorption efficiency, a series of computer experiments on the passage of a sinusoidal sound wave in the following octave frequency bands  $f_3$  was carried out: 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000, 8000, 16000 Hz. Figure 12 shows the dependence of the sound pressure level  $L$  after passing the panel from the speaker. For comparison, the experimental dependence  $I(f_3)$  is also depicted.

The dependence  $L(f_3)$  has a maximum in the frequency range of 500-2000 Hz, which indicates the lowest absorption capacity of the panel in this range.

The best absorption is observed in the frequency range of less than 500 Hz and more than 4000 Hz. The model dependence coincides well with the experimental one both qualitatively (the characteristic form of the curve with a wide maxim is reproduced) and quantitatively (on average, the difference is about 7%).

The greatest difference is observed in the low frequency region (in particular 125 Hz) and is associated with the complexity of reproducing sound waves in the model with a large wavelength significantly exceeding the size of the modeling area.

A good coincidence of model and experimental data indicates a high adequacy of the model. In the entire range of frequencies under consideration, the PLS panel absorbs sound quite effectively and has the greatest efficiency in the low and high frequency regions.

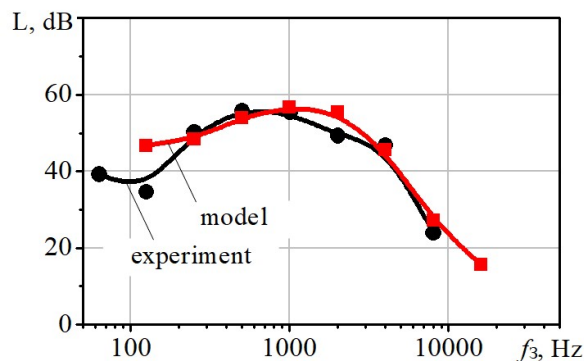


Fig. 12. Influence of sound frequency on sound intensity after passing the panel

## Conclusions

Within the framework of the developed model, the sound absorption efficiency  $\Delta L$  practically does not depend on the initial sound level. Apparently, this is because the model based on linear initial laws (the dependence of the elastic force on displacement and the viscous friction force on velocity) has a linear character.

With a fairly high degree of confidence, it can be argued that in a wide range of sound levels, the PLS panel provides equally effective sound absorption.

## References

1. Utility model patent RU 186420 U1. Lightweight soundproof panel. A.A. Venevitinov, V.F. Asminin, E.V. Druzhinina. - No. 2018136724 dated 17.10.2018; publ. 21.01.2019
2. Rumshisky L.Z. Mathematical processing of experimental results: a reference guide // - Moscow, 1971. - 192 p.
3. Osmolovsky D.S. Reducing noise from round woodworking machines by applying vibration damping friction pads between the saw blade and the clamping flange / D.S. Osmolovsky, V.F. Asminin, E.V. Druzhinina // Akustika. - 2019. - V. 32. - S. 138-140.
4. Asminin V.F. Development and application of a portable lightweight sound suppression panel to reduce noise at permanent and temporary workplaces in the manufacturing and repair workshops / V.F. Asminin, E.V. Druzhinina, D.S. Osmolovsky, S. Sazonova // Akustika. - 2019. - V. 34. - S. 20-23.
5. Tyurina N. Investigation of parameters influencing noise barrier efficiency / N. Tyurina, N. Ivanov, A. Shashurin, S. Bortsova // "Advances in Acoustics, Noise and Vibration - 2021" Proceedings of the 27th International Congress on Sound and Vibration, ICSV 2021. - V. 27. - 2021.
6. Ivanov N. The method of sequential transformation of the sound fields / N. Ivanov, G. Kurtsev, A. Shashurin // Akustika. 2021. - V. 39. - S. 143-149.



7. Butorina M. Noise reduction at workplace in construction / M. Butorina, N. Ivanov, A. Troshchinina // Akustika. 2021. - V. 41. - S. 94-99.

8. Tsukernikov I.E. Determination of noise emission data of construction sites / I.E. Tsukernikov, I.L. Shubin, N.I. Ivanov, T.O. Nevenchannaya, I.A. Nekrasov // Proceedings of Meetings on Acoustics. "Proceedings of Meetings on Acoustics - ICA 2013" 2013. - S. 040085.



## 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"*

# Сетевой Научный Журнал "Noise Theory and Practice"

ООО "ИАК"

при БГТУ "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова



Главная цель сетевого научного журнала "Noise Theory and Practice" – способствовать развитию виброакустики, защита от шума и вибрации.

## Основные задачи

Основными задачами журнала являются:

- отражение последних достижений фундаментальной виброакустики, теории и практике борьбы с шумом и вибрацией, в области оценки акустического воздействия на окружающую среду;
- 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, 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", CiteFactor, ROAD.

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 кандидата и доктора наук (категория К2, п. 788).

ООО"ИАК"  
г. Санкт-Петербург  
2024