

Noise

Theory and Practice

Scientific Journal



IV
2025

Редакционная коллегия

Главный редактор

Иванов Николай Игоревич



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

Члены редакционной коллегии

Шашурин Александр Евгеньевич



Доктор технических наук, профессор, ректор 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, РФ)

Буторина Марина Вадимовна



Доктор технических наук, профессор кафедры "Техносферная безопасность и вычислительная механика" 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 (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, специалист в области шумообразования высокоскоростных поездов, снижения шума автомобильных и железных дорог (г. Санкт-Петербург, РФ)

Емельянов Владислав Николаевич



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

Элькин Юрий Иосифович



Доктор технических наук, профессор кафедры "Инженерно-экологические инновации и комплексная 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 сельскохозяйственных 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, руководитель группы инженеров по борьбе с шумом в техническом центре компании Caterpillar (г. Пеория, США)

Кобиров Эргаш Эгамбердиевич



Доктор медицинских наук, профессор, заведующий кафедры "Экология и безопасность жизнедеятельности" Самаркандского государственного университета им.Ш.Рашидова (г. Самарканд, Узбекистан)

Editor-in-chief

Nickolay Ivanov



Doctor of Engineering Science, Professor of the Department of Environmental Engineering and Computational Mechanics 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 Environmental Engineering and Computational Mechanics of the Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D.F. Ustinov (St. Petersburg, Russia)

Members of the Editorial Board

Aleksander Shashurin



Doctor of Engineering Science, Professor, Rector 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, Russia)

Marina Butorina



Doctor of Engineering Science, Professor of the Department of Environmental Engineering and Computational Mechanics 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 (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 (St. Petersburg, Russia)

Vladimir Tupov



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

Ilya Tsukernikov



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

Iuliia Rassoshenko



Ph.D. of Engineering Science, specialist in the field of high-speed train noise generation and transport noise reduction (St. Petersburg, Russia)

Vladislav Emelyanov



Doctor of Engineering Science, Professor, Professor of the Department of Plasma Gas Dynamics and Thermal Engineering of the 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 Engineering and Environmental Innovations and Integrated 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, Russia)

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)

Ergash E. Kobilov



Doctor of Medical Sciences, Professor, Head of the Department of Ecology and Life Safety of the Samarkand State University named after Sh.Rashidova (Samarkand, Uzbekistan)

Научный журнал
Том 11 №4

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

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

выпускается с 2015 г.
Основателем журнала является
д.т.н., профессор кафедры
"Техносферная безопасность и
вычислительная механика"
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

- | | |
|--|-----|
| Борцова С.С., Петров С.К., Куклин Д.А. | РУС |
| Методика выбора оптимального шумозащитного комплекса
стр. 13-22 | |
| Андрианов С.В., Мингалева Т.А. | РУС |
| Роль демпфирования вибраций в предотвращении деформаций тоннелей метрополитена под воздействием динамических нагрузок
стр. 23-37 | |
| Сятковский А.И., Кирпичников В.Ю., Смольников В.Ю., Упоров П.А. | РУС |
| Тонкие пластинчатые сэндвич-конструкции с большим вибропоглощением
стр. 38-47 | |
| Мошков П.А. | РУС |
| Оценка влияния различных параметров на шум легкомоторного самолета на основе положений стандарта ИКАО
стр. 48-64 | |
| Сычев А.В., Олейников А.Ю., Нагибин Н.С. | РУС |
| Эволюция снижения шума на борту Международной космической станции МКС
стр. 65-86 | |
| Тимушев С.Ф., Мошков П.А., Клименко Д.В., Федосеев С.Ю. | РУС |
| Обзор методов аэроакустики и применение вихревой теории звука для численного моделирования тонального шума лопаточных машин
стр. 87-101 | |

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

выпускается с 2015 г.
Основателем Журнала является
д.т.н., профессор кафедры
"Техносферная безопасность и
вычислительная механика"
Балтийского государственного
технического университета
"ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова
основатель транспортной
акустики в России -
Иванов Николай Игоревич.

"Noise Theory and Practice"
посвящен фундаментальным
проблемам в области
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

- Васильев А.П., Буторина М.В., Васильева А.В.** РУС
Аппроксимация промышленного предприятия с
множественными источниками как плоского источника шума
стр. 102-110
- Рахматов Р.И., Говердовский В.Н., Карпов Е.В.** РУС
Моделирование свойств низкочастотных акустических
метаматериалов
стр. 111-121
- Югай Л.А., Буторина М.В.** РУС
Особенности установления нормативов шума
промышленных предприятий
стр. 122-130
- Артеменко Е.С., Крутолапов В.Е.** РУС
Определение параметров динамического виброгасителя:
теоретическое моделирование и экспериментальная
верификация
стр. 131-143
- Иголкин А.А., Пантюшин А.О., Сафин А.И.** РУС
Исследование пропускной способности и акустической
эффективности пневматических глушителей
стр. 144-151
- Буторина М.В., Кобиллов Э.Э.,
Ашурмахматов С.И., Рустамова Р.Б.** РУС
Современная практика проведения акустического
мониторинга в странах СНГ
стр. 152-170

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

выпускается с 2015 г.
Основателем Журнала является
д.т.н., профессор кафедры
"Техносферная безопасность и
вычислительная механика"
Балтийского государственного
технического университета
"ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова
основатель транспортной
акустики в России -
Иванов Николай Игоревич.

"Noise Theory and Practice"
посвящен фундаментальным
проблемам в области
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

- Вагин А.В., Воротынцева А.С.** РУС
Волновые процессы в однородных слоистых средах при
при акустическом профилировании донного грунта
стр. 171-183
- Майер Д.В., Стаценко Л.Г.** РУС
Оптимизация параметров предобработки аудиосигналов для
нейросетевой классификации шумов
стр. 184-198
- Кедрова Е.И., Матвеев П.В.** РУС
Исследование виброактивности приводов рольганговых
механизмов
стр. 199-207
- Зобов К.В., Бардаханов С.П., Гапоненко В.Р.,
Труфанов Д.Ю., Гармаев Б.З.** РУС
Шумопоглощение магнитными нанопористыми гранулами
на основе наноразмерного оксида железа
стр. 208-224
- Елисеев А.В., Кузнецов Н.К., Миронов А.С.** РУС
Оптимизация резонансных режимов работы вибрационных
технологических машин
стр. 225-239
- Сяо Шусинь, Туркина Н.Р., Буторина М.В.** РУС
Исследование и снижение шума подвижного состава
метрополитена в КНР
стр. 240-249

Научный журнал
Том 11 №4

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

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

выпускается с 2015 г.
Основателем Журнала является
д.т.н., профессор кафедры
"Техносферная безопасность и
вычислительная механика"
Балтийского государственного
технического университета
"ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова
основатель транспортной
акустики в России -
Иванов Николай Игоревич.

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

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

Фактический адрес редакции

Россия, г. Санкт-Петербург,
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

- Упоров П.А., Куклин Д.А., Назарова Е.Д.** РУС
Исследование эффективности виброизолирующих траншей
для защиты сооружений от вибрации, возникающей при
движении железнодорожного транспорта
стр. 250-259
- Бужинский К.В., Андриющенко А.К., Фиев К.П.,
Тюрина Н.В., Кондратьев С.А.** РУС
Практические решения по снижению шума чиллеров
и драйкулеров
стр. 260-274
- Стуженко Н.И., Шашурин А.Е., Чукарин А.Н.** РУС
Исследования и анализ закономерностей формирования
акустических характеристик несущей системы станков
акустических характеристик несущей системы станков
стр. 275-281
- Иванов Н.И., Тюрина Н.В.** РУС
X Всероссийская научно-практическая конференция с
международным участием «Защита от шума и вибрации»
стр. 282-285

Contents

'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 Environmental Engineering and Computational Mechanics 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.noisetsp.com

e-mail: secretary@noisetsp.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

Bortsova S.S., Petrov S.K., Kuklin D.A. RUS

Methodology for selecting the optimal noise protection complex
pp. 13-22

Andrianov S.V., Mingaleva T.A. RUS

The role of vibration damping in preventing deformation of subway tunnels under dynamic loads
pp. 23-37

Syatkovsky A.I., Kirpichnikov V.Yu., Smolnikov V.Yu., Uporov P.A. RUS

Thin Plate Sandwich Structures with High Vibration Absorption
pp. 38-47

Moshkov P.A. RUS

Assessment of the Influence of Various Parameters on the Noise of a Light-Engine Aircraft Based on the Provisions of the ICAO Standard
pp. 48-64

Sychev A.V., Oleynikov A.Yu., Nagibin N.S. RUS

The evolution of noise reduction means on board the Service module of the International Space Station
pp. 65-86

Timushev S.F., Moshkov P.A., Klimenko D.V., Fedoseev S.Yu. RUS

Review of Aeroacoustics' Methods and the Application of Vortex Sound Theory for Numerical Modeling of Tonal Noise in Bladed Machines
pp. 87-101

Scientific Journal
Vol. 11 No. 4

The founder
 Limited liability company 'Acoustic Design Institute' (LLC 'ADI')
 in cooperation with Baltic State Technical University 'VOENMEH'
 named after D. F. Ustinov

Contents

'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 Environmental Engineering and Computational Mechanics 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

Vasilev A.P., Butorina M.V., Vasileva A.V. RUS

Approximation of an Industrial Plant with Multiple Sources as a Planar Noise Source

pp. 102-110

Rakhmatov R.I., Goverdovskiy V.N., Karpov E.V. RUS

Modeling the properties of the low frequency acoustic metamaterials

pp. 111-121

Yugay L.A., Butorina M.V. RUS

Features of noise rationing for industrial enterprises

pp. 122-130

Artemenko E.S., Krutolapov V.E. RUS

Determination of dynamic vibration absorber parameters: theoretical modeling and experimental verification

pp. 131-143

Igolkin A.A., Pantyushin A.O., Safin A.I. RUS

Research of the throughput and acoustic efficiency of pneumatic silencers

pp. 144-151

Butorina M.V., Kobilov E.E., RUS

Ashurmakhmatov S.I., Rustamova R.B.

Modern practice of noise monitoring in CIS countries

pp. 152-170

Scientific Journal
Vol. 11 No. 4

The founder
 Limited liability company 'Acoustic Design Institute' (LLC 'ADI')
 in cooperation with Baltic State Technical University 'VOENMEH'
 named after D. F. Ustinov

Contents

'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 Environmental Engineering and Computational Mechanics 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.noisetsp.com
 e-mail: secretary@noisetsp.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

Vagin A.V., Vorotyntseva A.S.

Wave Processes in Homogeneous Layered Media during Acoustic Bottom Soil Profiling
 pp. 171-183

RUS

Maier D.V., Statsenko L.G.

Optimization of audio signal preprocessing parameters for neural network noise classification
 pp. 184-198

RUS

Kedrova E.I., Matveev P.V.

Investigation of vibration activity of roller conveyer drives
 pp. 199-207

RUS

Zobov K.V., Bardakhanov S.P., Gaponenko V.R., Trufanov D.Yu., Garmaev B.Z.

Noise absorption by magnetic nanoporous granules made of iron oxide nanopowder
 pp. 208-224

RUS

Eliseev A.V., Kuznetsov N.K., Mironov A.S.

Optimization of resonant operating modes of vibrating technological machines
 pp. 225-239

RUS

Xiao Shuxin, Turkina N.R., Butorina M.V.

Research and reduction of noise from subway rolling stock in China
 pp. 240-249

RUS

Scientific Journal
Vol. 11 No. 4

The founder
 Limited liability company 'Acoustic Design Institute' (LLC 'ADI')
 in cooperation with Baltic State Technical University 'VOENMEH'
 named after D. F. Ustinov

Contents

'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 Environmental Engineering and Computational Mechanics 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

Uporov P.A., Kuklin D.A., Nazarova E.D. RUS

Research on the effectiveness of trenches for reducing vibrations caused by train movement

pp. 250-259

RUS

Buzhinsky K.V., Andryushchenko A.K., Fiev K.P., Tyurina N.V., Kondratiev S.A.

Practical solutions for chillers and dry coolers noise control

pp. 260-274

RUS

Stuzhenko N.I., Shashurin A.E., Chukarin A.N.

Research and analysis of the patterns of formation of acoustic characteristics of the supporting system of boring machine tools

pp. 275-281

Ivanov N.I., Tyurina N.V. RUS

X All-Russian research to practice conference with international participation 'Protection against excessive noise and vibration'

pp. 282-285

УДК: 628.517.2
OECD: 1.03.AA

Методика выбора оптимального шумозащитного комплекса

Борцова С.С.^{1*}, Петров С.К.², Куклин Д.А.³

^{1,2}К.т.н., доцент, ³д.т.н., профессор,

^{1,2,3}Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ»
им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, РФ

Аннотация

Объекты строительства транспортной инфраструктуры требуют от проектировщика решения задачи снижения шума, реализация которого зачастую возможна только дорогостоящим комплексом шумозащитных мероприятий. При этом нормативные документы содержат формальные процедуры их экономической оценки, нет связи с другими критериями выбора. В статье предлагается методика выбора шумозащитного комплекса автомобильных и железных дорог, включающего экранирующие сооружения. Предложен алгоритм выбора состава такого комплекса с учётом технологических и эксплуатационных требований к сооружениям, методика его оценки по экономическому критерию, алгоритм составления матрицы экоэффективности вариантов оптимальных комбинаций средств защиты (насаждения, остекление, ближняя защита) с экранирующими сооружениями (экран, выемка, насыпь) оптимальной высоты. Предложенная методика позволит проектировщику в реальном времени оценить, как изменение состава шумозащитного комплекса повлияет на стоимость проекта в долгосрочной перспективе. Разработан подход, устанавливающий связь между акустической и экономической эффективностями шумозащитного комплекса.

Ключевые слова: шумозащитный комплекс, экранирующие сооружения, экономическая эффективность, стоимость шумозащиты, акустическая эффективность, выбор шумозащитного комплекса

Methodology for selecting the optimal noise protection complex

Bortsova S.S.^{1}, Petrov S.K.², Kuklin D.A.³*

^{1,2}Ph.D., Associate Professor, ³D.Sc., Professor,

^{1,2,3}Baltic State Technical University 'VOENMEH', St. Petersburg, Russia

Abstract

Construction objects of transport infrastructure require the designer to solve the task of noise reduction, the implementation of which is often only possible through an expensive complex of noise protection measures. At the same time, regulatory documents contain formal procedures for their economic assessment, with no link to other selection criteria. The article proposes a methodology for selecting a noise protection complex for roads and railways, including screening structures. An algorithm is suggested for choosing the components of such a complex, taking into account the technological and operational requirements for the structures, a method for assessing it by economic criteria, and an algorithm for compiling a cost matrix of optimal combinations of protective measures (plantings, glazing, asphalt) with screening structures (screen, excavation, embankment) of optimal height. The proposed methodology will allow the designer to assess in real time how changes

*E-mail: bortsova_ss@voenmeh.ru (Борцова С.С.)

in the composition of the noise protection complex will affect the long-term cost of the project. An approach has been developed that establishes a link between the acoustic and economic efficiencies of the noise protection complex.

Keywords: noise protection complex, screening structures, economic efficiency, cost of noise protection, acoustic efficiency, selection of noise protection complex

Введение

Большое количество проектов строительства объектов транспортной инфраструктуры и развития городских территорий, реализуемых в настоящее время в России, требуют решения задач защиты населения от шума. Соблюдение нормативных требований акустической безопасности дорог для близлежащей застройки обеспечивается только комплексом шумозащитных мероприятий, реализация которого может достигать до 10% стоимости объекта, без учёта трудно поддающихся оценке проектировщиков расходов на стадии эксплуатации [1]. Выбор экономически оптимального шумозащитного комплекса – важная технико-экономическая задача. Для её решения необходима максимально полная оценка экономической эффективности мер при обеспечении эксплуатационных, технологических и др. требований.

Рекомендации по выбору шумозащитных мероприятий, представленные в действующих нормативно-технических документах (НТД), сводятся к формальной процедуре, не позволяющей получить реально значимые экономические результаты для последующих выводов о целесообразности их внедрения [2], [3].

В СП 338.1325800.2018 [4] выбор мероприятий по обеспечению требуемого снижения шума осуществляется при сравнении и оценке вариантов по эффективности, стоимости и критериям, не влияющим на эффективность. Приоритетные условия выбора: эффективность, безопасность, оптимальная стоимость, сопутствующие показатели (эстетика, удобство расположения и строительства). Критерии оценки, помимо акустической эффективности, не уточняются. В СП 276.1325800.2016 [5] приводятся требования к шумозащитным мероприятиям, отсутствует алгоритм выбора мер и их оценка.

ОДМ 218.2.013-2011 [6] помимо указанных требований содержит экономическую оценку устройства шумозащитных сооружений на автомобильных дорогах, критериями которой являются индекс доходности и срок окупаемости. Недостатками этих показателей является неточная и неполная оценка эффектов от внедрения мероприятий. Документ [6] содержит устаревшую методику оценки социального ущерба населению в связи с ухудшением их здоровья и работоспособности под воздействием шума, не учитывает прочие эффекты, например, предотвращенный ущерб окружающей среде (в том числе в рамках низкоуглеродной и циркулярной экономики), дополнительную защиты дороги от климатических и метеопараметров, энергоэффективность, природные экосистемные услуги, дополнительное использование сооружений, «зелёное» финансирование и социальные аспекты проектов и т. п. [3], [7], [8].

Выбор оптимального шумозащитного мероприятия в отраслевых документах [9] и [10] осуществляется по наибольшей величине суммы баллов, присваиваемых по показателям: акустическая эффективность, конструктивная ширина видимой части (полоса отвода), отсутствие снегоотложений и необходимости дополнительного водоотведения, безопасность дорожного движения, удобство обслуживания, прочность и эстетичность, др. При этом не уточнён порядок присвоения и суммирования баллов

для комплекса шумозащитных мероприятий.

В данной работе представлен подход, рассматривающий оценку шумозащитного комплекса в тесной взаимосвязи его акустической и экономической эффективности, технологических требований и эксплуатационных качеств. За основные мероприятия указанного комплекса приняты экранирующие сооружения (ЭС): экраны, насыпи (валы), проложение дорог в выемке. Дополнительными являются шумозащитные насаждения, средства ближней защиты (шумозащитный асфальт), средства защиты объекта (шумозащитные остекление и шторы).

1 Критерии выбора

Анализируя и обобщая требования, предъявляемые к шумозащитным мероприятиям [3]-[6], [8]-[10] можно выделить следующие ключевые:

1) Акустическая эффективность. Её значение должно превышать требуемое снижение шума. Акустическая эффективность экранирующих сооружений определяется, главным образом, их высотой (влияют на эффективность длина, форма, материал, расположение), что позволяет иметь некий диапазон значений как эффективности (он определяется максимальным и минимальным фактически реализуемым), так и высоты (определяется исходя из диапазона возможного снижения шума). Для дополнительных мер акустическую эффективность можно полагать постоянной.

Для обеспечения относительно равного снижения шума требуется примерно равная длина ЭС, поэтому при сравнении разных сооружений, их акустическая эффективность (ΔL) зависит от высоты при учёте остальных параметров как определяющих вид (подвид) сооружения:

$$\Delta L_{\text{ф,м}}^{\text{эс}} = f(H), \quad (1)$$

где ф, м – форма (уклон) и материал рассматриваемого сооружения.

Помимо расчётной эффективности существуют ряд акустических требований к индексу звукоизоляции, коэффициенту звукопоглощения, определяемые по НТД.

2) Технологии возведения определяют возможность устройства в имеющихся условиях (с учётом ширины полосы землеотвода, инженерных сооружений дороги и др.), удаление сооружений от полотна дороги, форму грунтовых сооружений, шаг по высоте и др.

3) Долговечность или срок службы мероприятий. Потеря акустических свойств и износ приводят к полной или частичной замене экранирующих сооружений (особенно экранов).

4) Экономический критерий должен учитывать затраты на шумозащиту на перспективу функционирования дороги. Актуален при выборе материала сооружений. Формируется по сметным нормативам строительства, эксплуатации, ликвидации.

5) Эксплуатационные требования влияют на выбор материалов экранов, дендрологический состав насаждений, грунты земельных сооружений (и соответственно, их форму), стоимость эксплуатации.

На обеспечение требований (1-5) оказывают влияние окружающие факторы:

– характеристики дороги: частотные характеристики и координаты источника шума; категория дороги, определяя удаление источника шума от ЭС;

– характеристики защищаемой застройки: расстояние до застройки, её высота и протяжённость (площадь фасадов влияет на стоимость шумозащитного остекления), аэродинамические нагрузки. Исходя из уровней шума дороги и назначения защищаемой застройки определяется требуемое снижение шума и, соответственно, минимальная

акустическая эффективность;

– климатические и погодные условия влияют на выбор материалов экранов, грунта земляных сооружений, состав насаждений; ветровые нагрузки на фундамент и высоты экранов;

– рыночные условия определяют линейку материалов, комплектующих, транспортные издержки и др.

Таким образом, указанные требования и окружающие факторы влияют на акустическую и экономическую эффективности экранирующих сооружений шумозащиты, создают ограничения их конструктивных параметров и ограничения по набору шумозащитных мероприятий. Целесообразен их учёт при выборе состава шумозащитного комплекса по схеме, представленной на рисунке 1.



Рисунок 1 – Критерии выбора экранирующих сооружений

Ряд характеристик учитываются дважды, например, инженерные сооружения (дренаж, ограждения) относятся и к дороге, и к технологиям; «агрессивность» среды – к дороге, климату, эксплуатации (они отмечены «*» на рисунке 1).

Влияние на акустическую и экономическую эффективность оказывается через конструктивные параметры экранирующего сооружения: форму, материал, высоту. При этом только экономический критерий не позволит проектировщику оценить, как изменения акустической эффективности отразится на стоимости проекта. Поэтому выбор должен осуществляться в их тесной взаимосвязи.

2 Связь между акустической и экономической эффективностью

Критериями экономической эффективности могут выступать чистый дисконтируемый доход (ЧДД), индекс доходности (ИД), дисконтируемый срок окупаемости (ДСО) при оценке эффектов от внедрения проекта, или дисконтируемые затраты (ДЗ), если эффекты не учитываются. Каждый показатель включает капитальные вложения и затраты при дальнейшей эксплуатации [2], [6], [7], [11], [12].

Сметные расчёты каждого из элементов затрат могут быть соотнесены по конструкционным параметрам шумозащитных сооружений и выражены через

капитальные вложения (K), применив коэффициенты замены (процент замены после истечения срока службы) и эксплуатации (процент K в год), например, как:

$$ДЗ = K + \sum_{t=1}^T \frac{k_э \cdot K}{(1 + E)^t} + \sum \frac{k_з \cdot K}{(1 + E)^{t_d}}, \quad (2)$$

где K – капитальные вложения в строительство шумозащитного мероприятия, руб.; T – рассматриваемый период эксплуатации транспортного объекта (25-30 лет); t_d – долговечность (срок службы) мероприятия, лет; E – норма дисконта, доля единицы в год (для социальных проектов 3-7%); $k_э$ и $k_з$ – коэффициенты эксплуатации и замены средств или сооружения, % или доля единицы.

Так оценка долговечности шумозащитного мероприятия возможна в рамках оценки его экономической эффективности.

При этом стоимость возведения экранирующих сооружений может быть представлена в зависимости от его высоты:

$$K_{ф,м}^{эс} = f(H), \quad (3)$$

где ф, м – форма (уклон) и материал рассматриваемого сооружения.

Постоянные величины формулы формируются из сметных расчётов с учётом материальных затрат.

Тогда связь между акустической (ΔL) и экономической ($\mathcal{E}\mathcal{E}$) эффективностью экранирующих сооружений может быть выражена как:

$$\Delta L_{ф,м}^{эс} \rightarrow H \rightarrow K_{ф,м}^{эс} \rightarrow \mathcal{E}\mathcal{E}. \quad (4)$$

В частности, для конкретного типа экранирующего сооружения (с заданными проектировщиком формой и материалом) необходимая эффективность обеспечивается определяемой по формулам расчёта акустической эффективности высотой (H); для возведения экранирующего сооружения данного типа высотой H потребуются капитальные вложения K ; а критерий экономической эффективности (ЧДД, ИД, ДСО или ДЗ) определится по соответствующим формулам, например, формуле (2).

Стоимость (K) дополнительных мер постоянна, рассчитывается исходя из ширины и структуры посадки, ширины асфальтированной части, площади остекления. Их экономическая эффективность постоянна на рассматриваемый период (T).

Выбор шумозащитного комплекса следует осуществлять по оптимальному экономическому критерию при его акустической эффективности не ниже требуемого снижения шума.

3 Алгоритм выбора шумозащитного комплекса

Экономическая эффективность шумозащитного комплекса складывается из эффективностей входящих в его состав сооружений и дополнительных средств защиты. Выбор экономически оптимального шумозащитного комплекса осуществляется по наибольшему значению ЧДД, ИД, ДСО или наименьшему значению ДЗ.

С учётом того, что для обеспечения допустимой акустической нагрузки к ограниченному набору вариантов средств с постоянной эффективностью (насаждения, остекление, средства ближней защиты) представляется возможным подобрать большое количество экранирующих сооружений разной высоты, форм и материалов, выбор оптимального варианта из более сотни подходящих целесообразно производить

с использованием пакетов расчётных программ и технологий информационного моделирования с представлением промежуточных результатов проектировщику.

Возможный алгоритм выбора включает несколько этапов [12].

1. Сбор данных, их первичный анализ. На первом этапе осуществляется сбор (ввод) характеристик источника шума, защищаемой застройки, климатических и рыночных факторов, технологических и эксплуатационных данных, сметных нормативов или расчётов, санитарных норм. Далее следует расчёт требуемого снижения шума. Результатами аналитической обработки полученной информации является перечень возможных к применению экранирующих сооружений (с ограничениями их конструктивных параметров) и дополнительных мер защиты.

2. Обработка данных и расчёт. На втором этапе формируются функции акустической и экономической эффективности экранирующих сооружений. Каждая имеет постоянные, значения которых определяются в зависимости от материала и формы сооружения расчётным методом. Переменной указанных функций выступает высота конструкции, минимально необходимое значение которой определяется на следующем этапе с учётом ограничений.

3. Поиск решений и формирование результатов. На этом этапе подбираются варианты шумозащитных комплексов, обеспечивающих требуемую акустическую безопасность, и оценивается их экономическая эффективность. Для исключения полного перебора вариантов экранирующих сооружений и дополнительных мер защиты поиск решений целесообразно осуществлять в следующей последовательности:

3.1 выбираются оптимальные по экономическому критерию дополнительные меры защиты;

3.2 формируется экономически оптимальная последовательность их комбинаций, в порядке уменьшения акустической эффективности (если какая-то мера не используется, её эффективность принимается равной нулю). Оптимальность достигается за счёт исключения вариантов (комбинаций), экономический критерий которых в рассматриваемой последовательности оказывается больше предыдущего (то есть дороже при меньшей акустической эффективности);

3.3 выбираются оптимальные по экономическому критерию однотипные экранирующие сооружения, например, прямые звукопоглощающие экраны из разных материалов одной акустической эффективности; отдельно подбираются типы экранов, применимые к комбинированию с другими сооружениями (насыпь, выемка);

3.4 для каждого варианта комбинации дополнительных мер (п.3.2) рассчитывается акустическая эффективность (для совместного снижения шума до норм) и, соответственно, минимально необходимая высота экранирующего сооружения (выбранного в п.3.3), её обеспечивающая. Если по технологии возведения данная высота невозможна, принимается ближайшая бо́льшая возможная высота.

Для комбинаций насыпь-экран и выемка-экран – к каждому экрану (из п.3.3) определённого набора высот (выбранному исходя из технологического шага по высоте из заданного диапазона высот) подбирается минимально необходимая высота насыпи или выемки.

Высоты экранирующих сооружений (в т. ч. комбинированных) подбираются исходя из условия обеспечения требуемого снижения шума всем комплексом:

$$(\Delta L_{\text{дм1}} + \Delta L_{\text{дм2}} + \Delta L_{\text{дм3}}) + \Delta L_{\text{ф,м}}^{\text{эс}}(H) \geq \Delta L_{\text{тр}}. \quad (5)$$

Результатом этапа является формирование матрицы экоэффективности вариантов шумозащитных комплексов. Её представление возможно в виде таблицы, боковой заголовкой которой содержит оптимальную последовательность дополнительных мер защиты и их комбинаций в порядке, описанном в п.3.2, а верхний заголовок – выбранные в п.3.3 экранирующие сооружения. В ячейках таблицы приводятся результаты расчёта значений экономической эффективности комплексов в составе дополнительных мер и экранирующих сооружений, оказавшихся на пересечении соответствующих строки и столбца. Дополнительно ячейка может включать значения единовременных капитальных вложений в строительство указанного комплекса и высот экранирующих сооружений в его составе. Оптимальным считается комплекс, ячейка с расчётом экономической эффективности которого имеет оптимальное значение:

$$(\mathcal{E}\mathcal{E}_{\text{ДМ}_1} + \mathcal{E}\mathcal{E}_{\text{ДМ}_2} + \mathcal{E}\mathcal{E}_{\text{ДМ}_3}) + \Delta\mathcal{E}\mathcal{E}_{\text{ф,м}}^{\text{эс}}(H) \rightarrow \text{opt}. \quad (6)$$

Матрица вариантов может быть представлена в виде таблицы 1.

Ячейки могут оставаться пустыми, если определённая высота выходит за пределы ограничений.

Таблица 1 – Матрица экоэффективности шумозащитных комплексов

Дополнительные меры защиты (ДМ)	Экономическая эффективность шумозащитного комплекса (ЭЭ) с экранирующими сооружениями (ЭС)				
	ЭС ₁	ЭС ₂	ЭС ₃	...	ЭС _n
1. ДМ ₁ -ДМ ₂ -ДМ ₃	ЭЭ ₁₁ (H)	ЭЭ ₁₂ (H)	ЭЭ ₁₃ (H)		ЭЭ _{1n} (H)
2. ДМ ₁ -ДМ ₂ -0	ЭЭ ₂₁ (H)	ЭЭ ₂₂ (H)	ЭЭ ₂₃ (H)		ЭЭ _{2n} (H)
3. ДМ ₁ -0-ДМ ₃	ЭЭ ₃₁ (H)	ЭЭ ₃₂ (H)	ЭЭ ₃₃ (H)		ЭЭ _{3n} (H)
4. ДМ ₁ -0-0	ЭЭ ₄₁ (H)	ЭЭ ₄₂ (H)	ЭЭ ₄₃ (H)		ЭЭ _{4n} (H)
5. 0-ДМ ₂ -ДМ ₃	ЭЭ ₅₁ (H)	ЭЭ ₅₂ (H)	ЭЭ ₅₃ (H)		ЭЭ _{5n} (H)
6. 0-ДМ ₂ -0	ЭЭ ₆₁ (H)	ЭЭ ₆₂ (H)	ЭЭ ₆₃ (H)		ЭЭ _{6n} (H)

Ряд дополнительных мер также может варьироваться. Например, в качестве ДМ₃ может использоваться либо накладка на рельс, либо шлифование; в качестве ДМ₂ – разные насаждения, ДМ₁ – остекление, шторы или остекление со шторами.

4. Принятие решения. Окончательный выбор проектировщиком может быть принят с учётом дополнительных требований, например, архитектурно-эстетических. Более наглядным его сделает визуализация - представление 3D модели на карте местности.

Предложенный алгоритм выбора представлен на рисунке 2.

Стоит отметить, что для разных значений требуемого снижения (акустической эффективности) оптимальным может быть отличный шумозащитный комплекс, т.к. изменение высоты разных экранирующих сооружений не одинаково влияет на его экономическую эффективность, поэтому в ходе проектирования обязателен учёт акустической нагрузки в перспективе. Также, комплексы шумозащиты равной акустической эффективности будут включать разные высоты сооружений: в большинстве случаев, высота экрана в их составе будет ниже высоты насыпи.

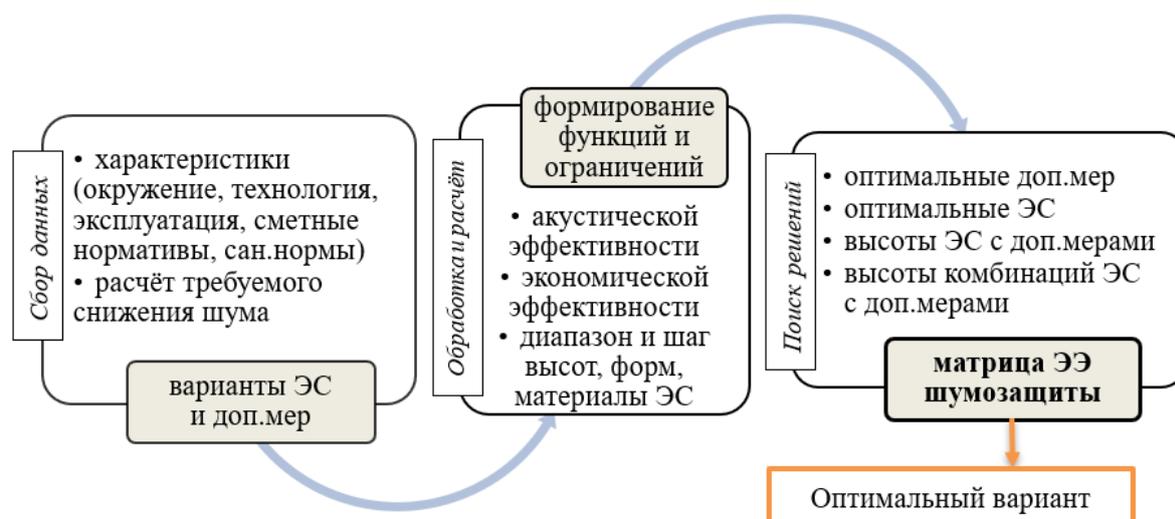


Рисунок 2 – Основные этапы выбора шумозащитного комплекса, оптимального по экономическому критерию

Заключение

Действующие нормативные документы не позволяют достоверно оценить результаты внедряемых проектов по обеспечению акустической безопасности транспорта. Разработанная в исследовании методика выбора оптимального шумозащитного комплекса при проектировании и реконструкции дорог позволяет точнее спрогнозировать затраты на реализацию шумозащиты, а также сократить время на выбор оптимального варианта.

В основе выбора – взаимосвязь акустической и экономической эффективности шумозащитного комплекса, а также учёт технологических и эксплуатационных требований, влияющих на конструктивные параметры входящих в его состав сооружений, на долгосрочную перспективу. Методика выбора оптимального варианта включает: выбор оптимальных дополнительных мер защиты и их оптимальной последовательности – расчёт высоты оптимального экранирующего сооружения для каждого варианта последовательности дополнительных мер, обеспечивающей требуемое снижение шума комплексом – расчёт экономической эффективности полученных шумозащитных комплексов – выбор комплекса с оптимальным значением экономической эффективности.

Вариант шумозащитного комплекса выбирается для конкретного снижения шума, так как зависимость его акустической и экономической эффективности не пропорциональна.

Реализация предлагаемой методики возможна после внедрения в нормативно-технические акты последних разработок в области определения акустической эффективности экранирующих сооружений [12], и будет способствовать разработке пакетов прикладных расчётных программ и цифровых технологий моделирования шумозащиты.

Дальнейшие исследования в этой области следует вести по направлению повышения экономической эффективности шумозащитных мероприятий, в том числе в рамках стратегии и с использованием инструментов циклической экономики, предполагающей оптимизацию использования ресурсов, минимизацию количества отходов и продление сроков службы материалов. Помимо задачи снижения шума это решит и экологические проблемы регионов.

Список использованных источников

1. Тюрина, Н. В. Снижение шума автодорог как приоритет экологической политики Российской Федерации / Н. В. Тюрина // Мир дорог. – 2022. – N 145. – С. 54-55.
2. Кривко, Е. В. Методические основы проектирования оптимального мероприятия по защите населенного пункта от транспортного шума / Е. В. Кривко // Вестник евразийской науки. – 2021. – Т. 13, N 1. – С. 32.
3. Parker, G. Health and whole life cost benefits of highways noise barriers / G. Parker // INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings. – 2023. – Vol. 265, No. 1. – P. 6560-6565. – DOI 10.3397/in_2022_0988.
4. СП 338.1325800.2018. Свод правил. Защита от шума для высокоскоростных железнодорожных линий. Правила проектирования и строительства: утверждён приказом Министерства строительства и жилищно-коммунального хозяйства Российской Федерации от 5 февраля 2018 г. N 69/пр и введен 6 августа 2018 г. – Текст: электронный. – URL: <http://docs.cntd.ru/document/557350548> (дата обращения 25.06.2025)
5. СП 276.1325800.2016. Свод правил. Здания и территории. Правила проектирования защиты от шума транспортных потоков. – М.: Минстрой России, 2016. – 146 с.
6. ОДМ 218.2.013-2011. Отраслевой дорожный методический документ. Методические рекомендации по защите от транспортного шума территорий, прилегающих к автомобильным дорогам. – М.: - Информавтодор, 2011. – 123 с.
7. Борцова, С. С. Экономически оптимальное решение обеспечения акустической безопасности региональной транспортной инфраструктуры / С. С. Борцова, Д. А. Куклин // Актуальные вопросы современной экономики: Материалы VI Международной научно-практической конференции, Санкт-Петербург - Донецк - Витебск - Бишкек, 23–24 апреля 2025 года. – Санкт-Петербург: Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, 2025. – С. 10-16.
8. Cavallaro, F. Are transport policies and economic appraisal aligned in evaluating road externalities? / F. Cavallaro, S. Nocera // Transportation Research Part D: Transport and Environment. – 2022. – Vol. 106. – P. 103266. – DOI 10.1016/j.trd.2022.103266.
9. ОДМ 218.8.011-2018. Отраслевой дорожный методический документ. Методические рекомендации по определению характеристик и выбору шумозащитных конструкций автомобильных дорог. – М.: РОСАВТОДОР, 2020. – 83 с.
10. Методические указания по выбору шумозащитных мероприятий при выявлении сверхнормативного акустического воздействия от объектов железнодорожного транспорта: утверждены Распоряжением ОАО «РЖД» N 2638/р от 12.10.2022. – Текст: электронный. – URL: http://e-ecolog.ru/docs/Tn6bbpnxyoIp5Dbj67VqH?utm_referrer=https%3A%2F%2Fwww.bing.com%2F (дата обращения 25.06.2025)
11. Методика выбора шумозащитных мероприятий в градостроительном проектировании / О. А. Ганжа, Н. А. Куткая, В. В. Прокопенко, О. А. Растяпина // Вестник Волгоградского государственного архитектурно-строительного университета. Серия: Строительство и архитектура. – 2020. – N 3(80). – С. 122-133.
12. Борцова, С.С. Методика выбора и оптимизации шумозащитного комплекса при проектировании автомобильных и железных дорог: диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Борцова Светлана Сергеевна, 2024. – 222 с.

References

1. Tyurina, N. V. Reducing the noise of highways as a priority of the environmental

policy of the Russian Federation / N. V. Tyurina // The world of roads. – 2022. – N 145. – pp. 54-55.

2. Krivko, E. V. Methodological foundations for designing optimal measures to protect a settlement from traffic noise / E. V. Krivko // Bulletin of Eurasian Science. – 2021. – Vol. 13, N 1. – p. 32.

3. Parker, G. Health and whole life cost benefits of highways noise barriers / G. Parker // INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings. – 2023. – Vol. 265, No. 1. – P. 6560-6565. – DOI 10.3397/in_2022_0988.

4. SP 338.1325800.2018. A set of rules. Noise protection for high-speed railway lines. Rules of Design and Construction: approved by Order of the Ministry of Construction and Housing and Communal Services of the Russian Federation N 69/pr dated February 5, 2018 and introduced on August 6, 2018 – Text: electronic. – URL: <http://docs.cntd.ru/document/557350548> (date of reference 25.06.2025)

5. SP 276.1325800.2016. A set of rules. Buildings and territories. Rules for designing protection against traffic noise. – Moscow: Ministry of Construction of Russia, 2016. – 146 p.

6. ODM 218.2.013-2011. Industry road guidance document. Methodological recommendations for the protection of territories adjacent to highways from traffic noise. Moscow: Informavtodor Publ., 2011. – 123 p.

7. Bortsova, S. S. Economically optimal solution for ensuring acoustic safety of regional transport infrastructure / S. S. Bortsova, D. A. Kuklin // Current issues of modern economics: Proceedings of the VI International Scientific and Practical Conference, St. Petersburg - Donetsk - Vitebsk - Bishkek, April 23-24, 2025. Saint Petersburg: D.F. Ustinov Baltic State Technical University «VOENMEH», 2025, - P. 10-16.

8. Cavallaro, F. Are transport policies and economic appraisal aligned in evaluating road externalities? / F. Cavallaro, S. Nocera // Transportation Research Part D: Transport and Environment. – 2022. – Vol. 106. – P. 103266. – DOI 10.1016/j.trd.2022.103266.

9. ODM 218.8.011-2018. Industry road guidance document. Methodological recommendations for determining the characteristics and selection of noise-proof structures of highways. – Moscow: ROSAVTODOR, 2020. – 83 p.

10. Guidelines for the selection of noise protection measures when detecting excessive acoustic effects from railway transport facilities: approved by Order of JSC Russian Railways N 2638/r dated 12.10.2022. – Text: electronic. – URL: http://e-ecolog.ru/docs/Tn6bbpnxyoIp5Dbj67VqH?utm_referrer=https%3A%2F%2Fwww.bing.com%2F (date of reference 25.06.2025)

11. O. A. Ganzha, N. A. Kutkaya, V. V. Prokopenko, O. A. Rastiapina, Methods of selecting noise protection measures in urban planning // Bulletin of the Volgograd State University of Architecture and Civil Engineering. Series: Construction and Architecture. – 2020. – № 3(80). – P. 122-133.

12. Bortsova, S.S. Methods of selection and optimization of noise protection systems in the design of roads and railways: dissertation for the degree of Candidate of Technical Sciences / Bortsova Svetlana Sergeevna, 2024. – 222 p.

УДК: 550.34.01, 550.8.05, 504.064
OECD: 1.05.GC, 1.06.GU

Роль демпфирования вибраций в предотвращении деформаций тоннелей метрополитена под воздействием динамических нагрузок

Андрианов С.В.^{1*}, Мингалева Т.А.²

¹Заведующий лабораторией геофизики,

²Старший научный сотрудник

^{1,2}АО «НИПИИ «Ленметрогипротранс», г. Санкт-Петербург, РФ

Аннотация

Исследование посвящено изучению роли демпфирования вибраций в предотвращении деформаций тоннелей метрополитена под воздействием динамических нагрузок. Актуальность работы обусловлена необходимостью обеспечения безопасности и долговечности подземных сооружений, особенно в условиях водонасыщенных песчаных грунтов, склонных к разжижению. Целью исследования является установление зависимостей между параметрами вибрационного воздействия и осадками тоннельной обделки. В работе использованы методы геодезического мониторинга и вибродиагностики, включая измерение виброускорений на рельсах и обделке тоннеля. Результаты показали, что зоны минимального затухания вибраций коррелируют с участками максимальных осадков, что подтверждает взаимосвязь между динамическими нагрузками и деформациями. Выявлено, что вертикальные виброускорения играют ключевую роль в передаче вибрационной энергии. На основе полученных данных предложены рекомендации для прогнозирования деформаций и разработки защитных мер.

Ключевые слова: тоннель, динамическая нагрузка, геодезический мониторинг, разжижение грунта, виброускорение, осадка, метрополитен

The role of vibration damping in preventing deformation of subway tunnels under dynamic loads

Andrianov S.V.^{1}, Mingaleva T.A.²*

¹Head of the Geophysics Laboratory, ²Senior Researcher

*^{1,2}Joint stock company scientific, research, design and surveying institute
«Lenmetroprotrans», St. Petersburg, Russia*

Abstract

The study is devoted to investigating the role of vibration damping in preventing deformations of subway tunnels under dynamic loads. The relevance of the work is determined by the necessity to ensure the safety and durability of underground structures, especially in water-saturated sandy soils prone to liquefaction. The aim of the research is to establish the relationships between the parameters of vibrational impact and the settlement of the tunnel lining. The study employed methods of geodetic monitoring and vibration diagnostics, including measurements of vibration acceleration on the rails and the tunnel lining. The results showed that zones of minimal vibration attenuation correlate with areas of maximum sag, which confirms the relationship between

*E-mail: andrianovsemen@gmail.com (Андрианов С.В.)

dynamic loads and deformations. It was revealed that vertical vibration accelerations play a key role in the transmission of vibrational energy. Based on the data obtained, recommendations are proposed for predicting deformations and developing protective measures.

Keywords: tunnel, dynamic load, geodetic monitoring, soil liquefaction, vibration accelerations, sag, subway

Введение

Тоннели занимают значимое место в транспортной инфраструктуре, при этом значительная часть эксплуатируемых во всем мире тоннелей, функционирующих на протяжении десятилетий, имеют разные типы обделки [1]. С развитием транспортной инфраструктуры в городских тоннелях метро возникают повреждения: трещины в бетоне и обделке, а также просачивание воды. Это происходит из-за сложных геологических условий, климатических изменений и нагрузок от транспорта [2] – [3]. Деградация и повреждение обделки снижают структурную целостность тоннелей, что негативно влияет на безопасность их эксплуатации [4].

Механическая устойчивость тоннеля в значительной степени определяется состоянием трещин в обделке. Традиционно оценка устойчивости осуществляется посредством визуального осмотра трещин [5], однако данный подход не позволяет достоверно прогнозировать разрушение конструкции, поскольку связь между поверхностными трещинами и нестабильностью обделки остается неоднозначной. В связи с этим актуальной задачей является разработка альтернативных методов диагностики.

В научной литературе рассматриваются различные неразрушающие методы контроля, такие как магнитный, ультразвуковой и георадарный методы [6] – [8]. Однако их применение ограничено получением локальных данных о состоянии конструкции, в то время как комплексная оценка тоннеля сопряжена с высокими временными и финансовыми затратами [9].

В последние годы внимание исследователей привлекли методы оценки состояния конструкций на основе анализа их вибрационных характеристик [4], [10]–[12]. Тем не менее, применение методов вынужденных колебаний для диагностики крупногабаритных сооружений сопряжено с существенными трудностями, включая необходимость использования мощных вибровозбудителей [13]. Более перспективным представляется подход, основанный на регистрации фоновых вибраций обделки [14]–[15], поскольку её устойчивость коррелирует с прочностью и жёсткостью, которые, в свою очередь, определяют динамические свойства конструкции. Повреждения обделки приводят к изменению её механических характеристик, что отражается в спектрах вибраций.

Вибрационные воздействия вызывают в обделке дополнительные динамические напряжения. Как показывает многолетний опыт эксплуатации метрополитенов, тоннельные конструкции, обжатые окружающим грунтом, способны воспринимать такие нагрузки. Однако длительное циклическое воздействие даже незначительной амплитуды может снижать трещиностойкость (особенно в зоне швов) и долговечность сооружений.

Динамические воздействия изменяют поведение грунтового массива. В несвязных грунтах циклические нагрузки вызывают уплотнение, а в водонасыщенных – рост порового давления, снижающего эффективные напряжения. Это может привести к разжижению грунта (рисунок 1 [16]) и увеличению деформаций, провоцируя осадки тоннеля. Однако механизм возбуждения вибраций в грунте и его реакция на динамические воздействия остаются недостаточно изученными. Проблема усугубляется отсутствием

экспериментальных данных о диссипативных свойствах грунтов в естественных условиях трасс метрополитена, а также о их циклической прочности.

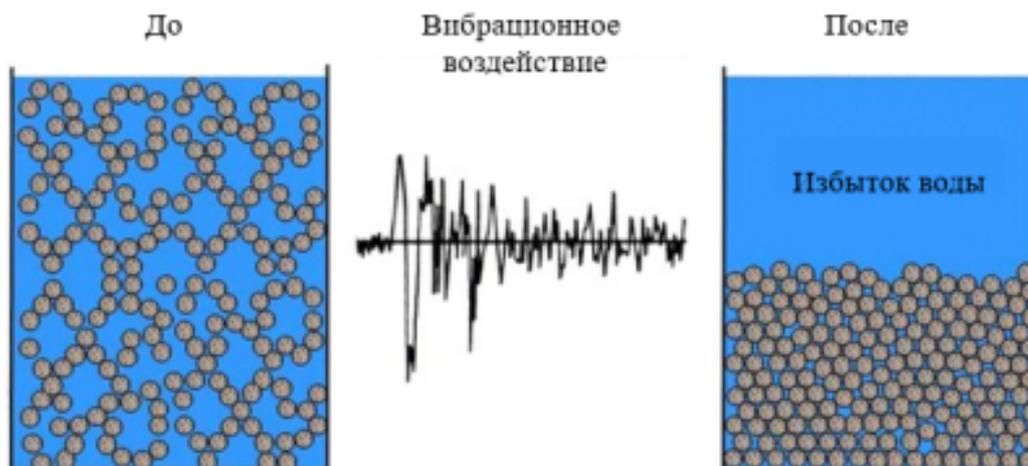


Рисунок 1 – Процесс разжижения грунта (адаптировано из [16])

Актуальность исследования обусловлена необходимостью изучения влияния вибрационных воздействий на деформационное поведение тоннельных конструкций, особенно в условиях водонасыщенных песчаных грунтов, склонных к разжижению. Подвижной состав метрополитена генерирует динамические нагрузки, передающиеся через рельсовую систему и путевую плиту на обделку, а затем – на окружающий грунт. В зонах с повышенной склонностью грунтов к разжижению это может привести к значительным осадкам, смещениям сооружений, снижению несущей способности основания и даже к аварийным ситуациям. Таким образом, исследование взаимосвязи между уровнем вибраций и величиной осадок имеет важное значение для обеспечения надежности подземных сооружений.

Целью работы является установление качественных и количественных зависимостей между параметрами вибрационного воздействия и осадками тоннельной обделки.

1 Характеристики объекта исследования

Объектом исследования является участок перегонного тоннеля метрополитена протяженностью около 1000 пог.м. Тоннель относится к категории неглубокого заложения и находится на глубине 3-7 м от дневной поверхности. Конструкция тоннеля выполнена из чугунной обделки диаметром 5,49 м (внутренний диаметр – 5,1 м), каждое кольцо которой состоит из 8 тубингов шириной по 1 м. На некоторых участках пути предусмотрено усиление обделки металлоизоляцией. В районе станции обделка выполнена из сборного железобетона.

Геологические условия участка характеризуются распространением водонасыщенных песчаных отложений с различной степенью зернистости, перемежающихся прослоями суглинистых грунтов, что обуславливает повышенную чувствительность массива к динамическим нагрузкам.

Безбалластная система пути, смонтированная в тоннельной выработке, базируется на железобетонной путевой плите, обеспечивающей высокую геометрическую стабильность рельсошпальной решетки. Однако данный конструктивный тип демонстрирует пониженную эффективность в части демпфирования акустических колебаний и вибрационного воздействия по сравнению с традиционными балластными системами [17].

На данном участке выявлены следующие дефекты: трещины, оголение арматуры, сколы, каверны, коррозионные повреждения, течи, выщелачивание бетона и вынос грунта (рисунок 2). Эти дефекты могут влиять на динамическое поведение тоннеля, изменяя его реакцию на внешние воздействия.

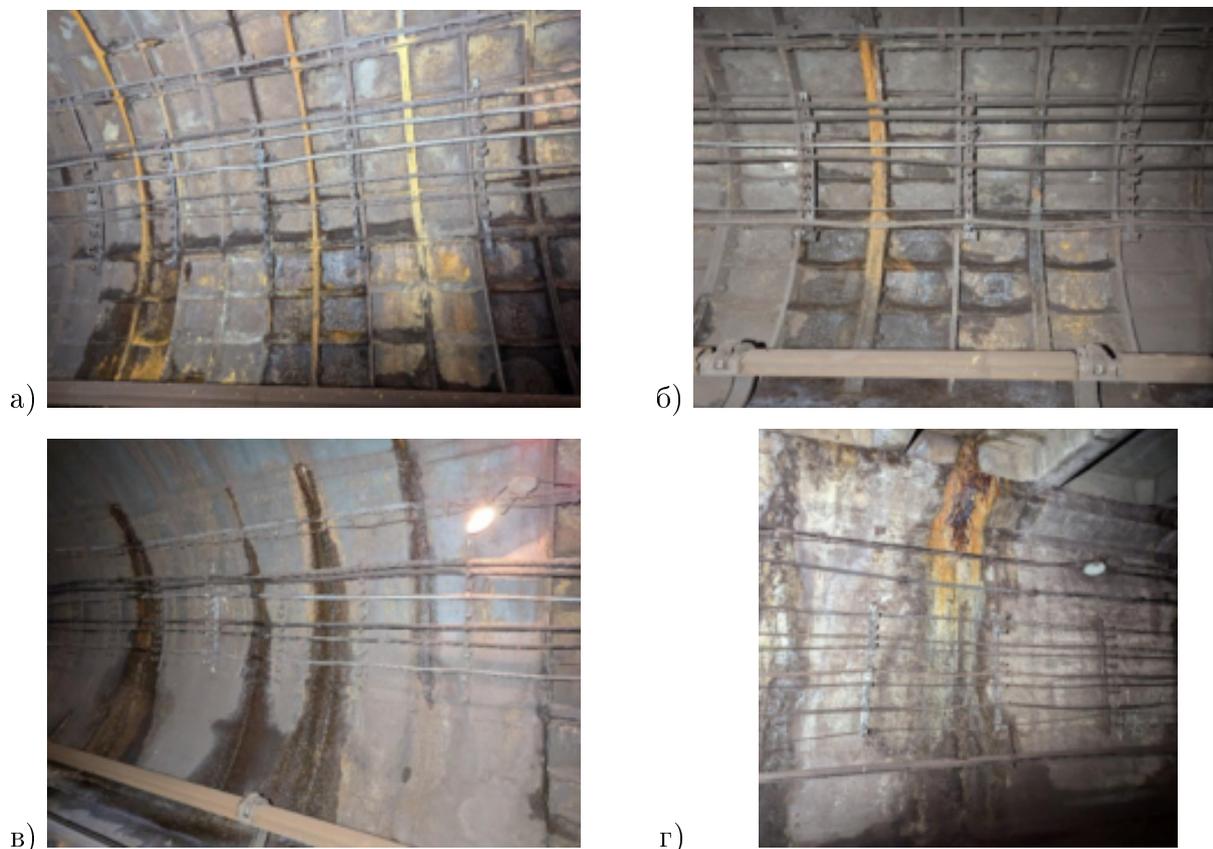


Рисунок 2 – Характерные дефекты обделки тоннеля на исследуемом перегоне (коррозионные повреждения, течи, намокание конструкции): а, б – участки с чугунной обделкой; в – участок с металлоизоляцией; г – участок со сборной железобетонной обделкой

Участок был выбран для исследования по следующим причинам: наличие явно выраженных дефектов, регулярная интенсивная эксплуатация тоннеля, изученные грунтовые условия и доступ к внутреннему пространству для установки измерительного оборудования.

Водопроявления через край металлоизоляции свидетельствуют о циклическом изменении горизонтального диаметра тоннеля, волновом раскрытии-закрытии швов и подсосе грунтовой воды. Такие процессы могут быть связаны в том числе с вибрационным воздействием от проходящих поездов [18]. На амплитуду вынужденных колебаний обделок, как показывает анализ литературных источников, существенное влияние оказывают скорость движения поездов, а также и их нагрузка.

2 Анализ осадок тоннеля на основе данных геодезического мониторинга

Исследование осадочных деформаций тоннеля проводилось на основе геодезического мониторинга за период с декабря 2020 г. по июнь 2024 г. Основной целью работы являлась оценка состояния тоннельной обделки и выявление участков, требующих усиленного контроля или ремонтных вмешательств.

Исходное положение тоннеля в абсолютных отметках (рисунок 3) демонстрирует

сопоставление начальных и проектных значений, что служит базой для последующего анализа динамики деформаций.

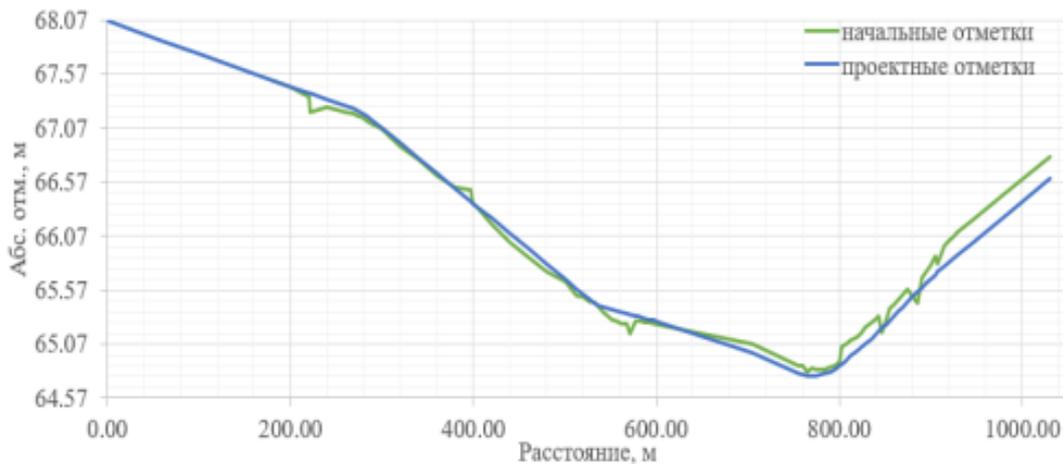


Рисунок 3 – Исходное положение тоннеля в абсолютных отметках (сравнение начальных и проектных значений)

Сравнение данных за 2020 и 2024 гг. позволило выявить значительные изменения в геометрии тоннеля, которые могут оказывать влияние на вибрационные характеристики конструкции. В частности, увеличение осадок может способствовать росту виброускорений как на обделке, так и на рельсовом пути, что требует дополнительного изучения взаимосвязи между деформациями и динамическими нагрузками. Аналогичные деформационные изменения были зарегистрированы на параллельном пути, что свидетельствует о возможном преобладающем влиянии геологических факторов на формирование осадочных деформаций тоннельных конструкций.

Результаты мониторинга показали неоднородное распределение осадок по длине тоннеля. Наибольшие деформации зафиксированы на интервале 270-400 м, где максимальное отклонение достигло -70 мм (рисунок 4). При этом участки 0-100 м и 700-1025 м характеризуются относительной стабильностью, с колебаниями вблизи нулевых значений. Локальные минимумы осадок выделены в пяти зонах: 240 м (-43 мм), 310 м (-66 мм), 410 м (-43 мм), 490 м (-26 мм) и 565 м (-25 мм). Такое распределение указывает на возможную связь деформаций с неоднородностью грунтовых условий или изменением напряжённого состояния обделки.

Особое внимание привлекает участок на расстоянии 310 м от начала исследуемой трассы. Мониторинг вертикальных осадок (рисунок 5) выявил устойчивую тенденцию к увеличению деформаций: за период наблюдений отклонение от начальной отметки возросло с -68 мм до -132 мм, что составило -64 мм. Несмотря на кратковременную стабилизацию в сентябре 2021 – феврале 2022 гг., общий тренд остаётся негативным. Подобная динамика требует немедленного принятия мер, включая усиление конструкций и регулярный контроль, чтобы исключить риск аварийных ситуаций.

Наблюдаемые деформации могут быть обусловлены совокупностью факторов, таких как сезонные колебания грунтовых вод, техногенные воздействия или изменение механических свойств окружающего массива.



Рисунок 4 – График отклонения деформационных и путевых реперов на рассматриваемом участке в период с декабря 2020г по июнь 2024г

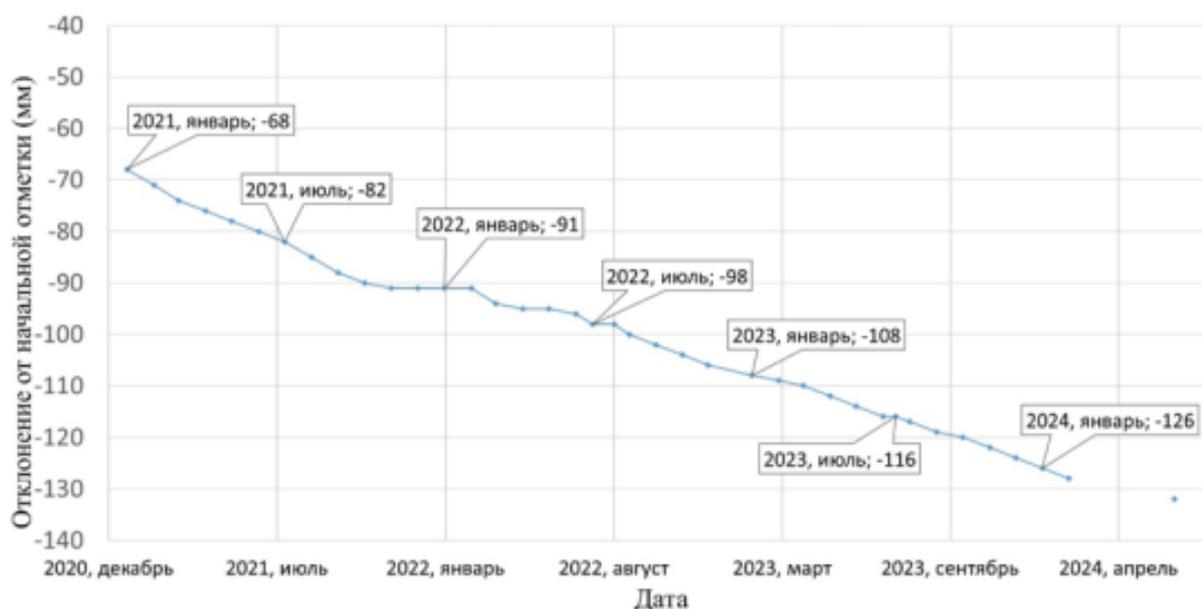


Рисунок 5 – График мониторинга вертикальных осадок участка тоннеля на расстоянии 310 м от начала исследуемого участка перегона тоннеля

3 Исследования динамических характеристик «рельс-обделка»

В процессе эксплуатации тоннелей метро в их несущих конструкциях возникают колебания, вызванные динамическим воздействием подвижного состава на верхнее строение пути. Передача вибраций особенно ощутима в местах контакта «колесо-рельс», где имеются конструктивные особенности: стыки, стрелочные переводы, кривые участки. На уровень вибраций также влияет техническое состояние верхнего строения пути и подвижного состава. Амплитуда динамического усилия зависит от скорости движения, загрузки составов, жесткости основания и геометрии пути.

Для измерения вибраций использовался переносной регистратор-анализатор динамических параметров MEPA MIC-355M (ООО "НПП "Мера") и трехкомпонентные акселерометры PCB PIEZOTRONICS модели 354C03 (PCB PIEZOTRONICS, Inc.), установленные на рельсе, поверхности путевой плиты и обделке тоннеля (N - вдоль тоннеля, E - поперек тоннеля и Z - вертикальная компонента, рисунок 6). Измерения проводились в ночное время с шагом 20 м по длине тоннеля. Крепление датчиков осуществлялось специальной восковой мастикой, а источником вибраций служил безынерционный молот. Полученные данные позволяют оценить эффективность различных конструкций верхнего строения пути и демпфирование вибраций.

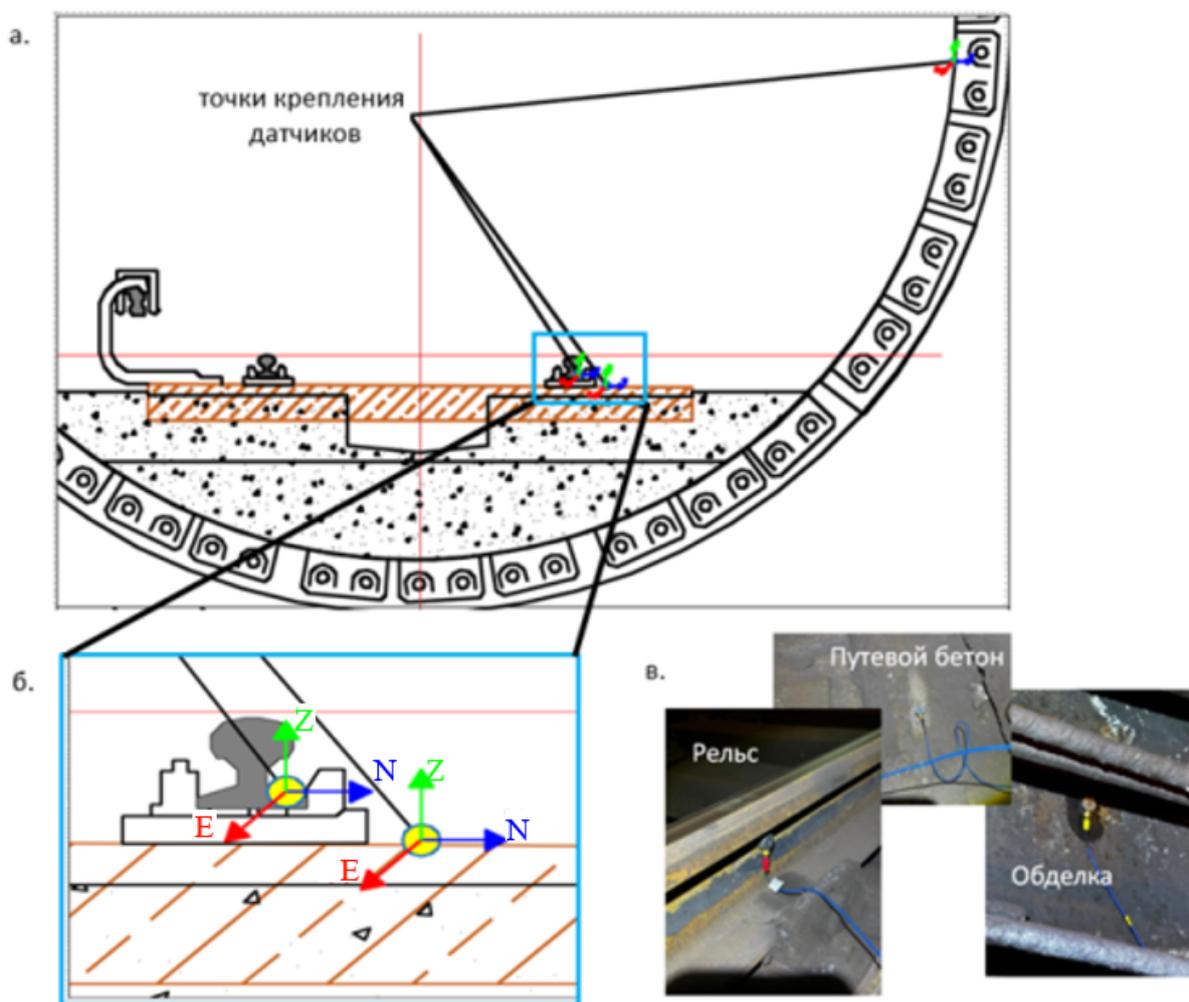
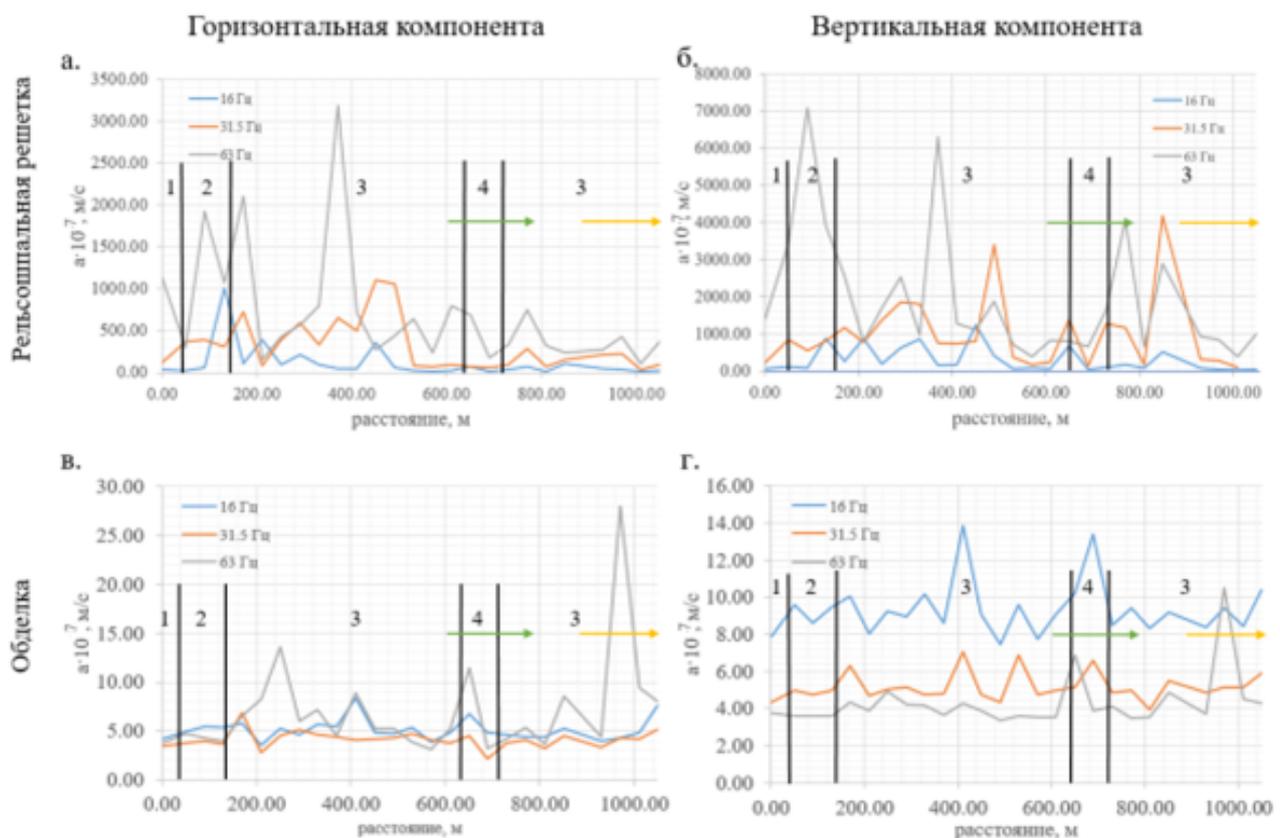


Рисунок 6 – Схема крепления датчиков: а - общий вид, б - установка пьезодатчиков на подошве рельса, шпале (опоре) для измерения виброскорости; в - внешний вид датчиков, установленных на рельсе, путевом бетоне и обделке

По аналогичной методике были выполнены натурные измерения вибраций на рельсе и обделке в дневное время, во время проезда электропоездов на различных участках тоннеля (в зоне температурного шва и на участке без стыков рельсов), с целью наблюдения за фактическим вибрационным воздействием на обделку тоннеля от движения электропоезда, движущегося с максимальной установленной скоростью (до 60 км/ч).

Динамические нагрузки, возникающие при движении поезда, передаются через рельсошпальную решетку на обделку и далее в окружающий грунтовый массив.

Согласно установленным закономерностям, скорость затухания колебаний находится в обратной зависимости от их частотных характеристик. Результаты экспериментальных исследований показали максимальную эффективность передачи колебательной энергии в частотном диапазоне 100-125 Гц. Для анализа вибрационных воздействий использовались октавные полосы с соответствующими среднегеометрическими частотами 31,5 и 63 Гц (далее октавные полосы 31,5 и 63 Гц), что обусловлено регистрацией максимальных амплитуд вынужденных колебаний обделки именно в указанных диапазонах при прохождении электропоездов. В ходе дальнейших исследований основное внимание уделялось частотным диапазонам в октавных полосах частот 16, 31,5 и 63 Гц [19] в поперечном (E) и вертикальном (Z) направлениях. Продольная составляющая вибраций не рассматривалась ввиду ее незначительного влияния, подтвержденного результатами натурных измерений. Полученные значения виброускорений представлены на рисунке 7.



Условные обозначения: 1 – станция метро; 2 – сборная железобетонная обделка; 3 – чугунная обделка; 4 – металл. изоляция; зеленая стрелка – поворот тоннеля, оранжевая стрелка – крутой поворот тоннеля

Рисунок 7 – Распределение виброускорений по горизонтальной (E) и вертикальной (Z) компонентам для рельсошпальной решетки (а, б) и обделки (в, г) в зависимости от расстояния

Результаты измерений демонстрируют значительную вариабельность виброускорения в зависимости от точки измерения и частотного диапазона. Наибольшие значения зафиксированы в районе рельсошпальной решетки, где вертикальная компонента достигает $7083,4210^{-7} \text{ м/с}^2$ в октавной полосе частот 63 Гц, что свидетельствует о высокой чувствительности рельсовой системы к ударным воздействиям в этом частотном диапазоне. Горизонтальная компонента на рельсах также показывает существенные колебания, особенно в октавной полосе с среднегеометрической частотой 16 Гц, где в

отдельных точках (например, на расстоянии 130 м) наблюдается резкий рост амплитуды.

При переходе к обделке тоннеля анализ данных выявляет локальные максимумы, например, на октавной полосе с среднегеометрической частотой 63 Гц на расстоянии 970 м ($27,9910^{-7}$ м/с²), которые могут указывать на наличие зон с измененными динамическими характеристиками.

Частотный анализ данных показывает, что реакция конструкции существенно зависит от частоты возбуждения. На рельсах наблюдается выраженный рост амплитуды с увеличением частоты от 16 Гц до 63 Гц. В то же время на обделке такая зависимость менее выражена, что может объясняться фильтрующими свойствами тоннельной конструкции и различными механизмами передачи колебаний на разных частотах.

Полученные результаты согласуются с теоретическими представлениями о динамике тоннельных конструкций и подтверждают эффективность метода для диагностики их состояния. Выявленные локальные особенности вибрационного отклика могут служить индикаторами изменений в конструкции.

Вибрации, возбуждаемые ударной импульсной нагрузкой, использовались для вычисления передаточных функций между точками установки датчиков в системе «рельсошпальная решетка-обделка». Передаточные функции вычислялись следующим образом:

- усреднялись вибрации, зарегистрированные при нескольких ударах;
- вычислялись спектры Фурье колебаний в различных точках (с помощью WinПОС (НПП «МЕРА»));
- вычислялась передаточные функции между заданными точками измерения как отношение модулей спектров колебаний в этих точках.

Вычисление передаточных функций (коэффициентов передачи) «рельсошпальная решетка-обделка» для каждой точки измерения, горизонтального и вертикального направлений (E и Z) и каждой октавной полосы осуществлялось по формуле:

$$k_p = \frac{a}{a}, \quad (1)$$

где $a_{\text{обделка}}$ – среднеквадратичное значение виброускорения на обделке в выбранной точке измерения, направлении и октавной полосе, м/с²; $a_{\text{рельс}}$ – аналогичное значение виброускорения на рельсошпальной решетке, м/с².

Для большей наглядности от передаточной функции была взята обратная величина – коэффициент затухания вибраций от рельсошпальной решетки к обделке ($1/k_p$).

Результаты обработки и анализа измерительной информации приведены на рисунках 8 и 9.

4 Результаты комплексного анализа

Для обобщенного анализа были выбраны все полученные параметры вибрационного режима участка тоннеля. На рисунках 8 и 9 показаны совмещенные графики амплитуд осадок участков тоннелей по данным геодезического мониторинга за 4 года (черный график) и величины затухания вибрационного воздействия вдоль тоннеля в октавных полосах с соответствующими среднегеометрическими частотами 16, 31,5 и 63 Гц (синий, зеленый и красный графики соответственно). Сверху на рисунках приведены совмещенные результаты измерений, полученных в направлении поперек тоннеля (рисунок 8), снизу по вертикальной компоненте (рисунок 9).



Условные обозначения: 1 - станция метро; 2 - сборная железобетонная обделка; 3 - чугунная обделка; 4 - металл изоляция; зеленая стрелка - поворот тоннеля, оранжевая стрелка - крутой поворот тоннеля

Рисунок 8 – Графики коэффициента затухания вибрации от рельсошпальной решетки к обделке и величины осадок тоннеля для горизонтальной составляющей



Условные обозначения: 1 - станция метро; 2 - сборная железобетонная обделка; 3 - чугунная обделка; 4 - металл изоляция; зеленая стрелка - поворот тоннеля, оранжевая стрелка - крутой поворот тоннеля

Рисунок 9 – Графики коэффициента затухания вибрации от рельсошпальной решетки к обделке и величины осадок тоннеля для вертикальной составляющей

Сравнительный анализ графиков затухания вибраций от рельсошпальной решетки к обделке на октавных полосах с соответствующими среднегеометрическими частотами 16, 31,5 и 63 Гц с результатами геодезического мониторинга осадок тоннеля за четырёхлетний период выявил практически полное соответствие участков аномального поведения. Наблюдается устойчивая корреляция между зонами минимального затухания вертикальных (K_z) и поперечных (K_e) вибраций и участками максимальных осадок тоннеля. Эти участки характеризуются наибольшим воздействием низкочастотных колебаний на обделку и окружающий грунтовый массив, что подтверждается геодезическими измерениями.

Распределение коэффициентов затухания вдоль тоннеля показывает значительную пространственную изменчивость. В зонах сильных осадок, таких как интервал 270-400 м, наблюдается снижение значений коэффициентов затухания. Например, на отметке 320 м в октавной полосе с среднегеометрической частотой 16 Гц горизонтальный коэффициент K_e составляет всего 2,20, а вертикальный K_z - 3,90, что свидетельствует о слабом гашении вибрации и возможной резонансной передаче энергии на конструкцию. Вблизи локальных минимумов, таких как 200 м и 410 м, также зафиксированы пониженные значения коэффициентов, коррелирующие с увеличением деформационных отклонений.

На участках, демонстрирующих минимальные деформационные изменения, наблюдаются сложные распределения коэффициентов затухания. В частности, на интервале 700-1025 м, имеющем криволинейные участки трассы, наблюдается увеличение коэффициента вертикального затухания K_z до 1000 в октавной полосе с среднегеометрической частотой 63 Гц. При этом в пределах поворотов наблюдается общая тенденция по снижению коэффициентов затухания. Данный факт может быть обусловлен изменением конструктивной схемы тоннеля за счет введения дополнительных элементов жесткости в зонах криволинейных сопряжений. Подобное конструктивное решение, вероятно, приводит к оптимизации распределения динамических нагрузок по обделке, что находит отражение в существенном снижении деформационных проявлений.

Полученные данные согласуются с теоретическими представлениями о влиянии пространственной жесткости конструкции на процессы виброгашения (например, [20]), где увеличение конструктивной жесткости способствует более равномерному распределению динамических воздействий и снижению локальных деформационных процессов.

Подобная ситуация наблюдается и в начале изучаемого участка (0-100 м), где при октавной полосе с среднегеометрической частотой 16 Гц пониженные значения коэффициентов затухания вибрации свидетельствуют о пониженной эффективности виброгашения. Однако, в отличие от других участков с аналогичными параметрами, здесь отсутствуют значительные деформации, что связано с меньшими скоростями движения поездов на станции по сравнению с перегонными участками. Кроме того, конструктивные особенности станционного узла, включая возможное наличие дополнительных усиливающих элементов, создают принципиально иные условия взаимодействия системы "рельсошпальная решетка-обделка-грунтовый массив".

Таким образом, проведенный анализ подтверждает наличие устойчивой связи между коэффициентами затухания вибрации и деформационными процессами в тоннеле. Полученные результаты имеют практическое значение для прогнозирования развития деформаций и разработки мер по обеспечению долговременной устойчивости конструкции и снижения вибрационного воздействия. Дальнейшие исследования целесообразно направить на детальное моделирование динамического взаимодействия элементов системы с учетом нелинейных свойств грунтов.

На основе полученных данных, в целях минимизации дальнейших деформаций тоннельной конструкции, предложены рекомендации, в общем уменьшающие вибрационное

воздействие от движения электропоездов (установка резиновых прокладок между рельсами и шпалами, использование бесстыковых путей, своевременный ремонт и обслуживание подвижного состава, введение ограничений на скорость движения поездов на проблемных участках тоннелей).

Заключение

Проведенное исследование позволило установить ключевые закономерности влияния вибрационных нагрузок на деформации тоннелей метрополитена. Результаты показали, что зоны минимального затухания вибраций коррелируют с участками максимальных осадков, подтверждая взаимосвязь между динамическими воздействиями и деформациями. Вертикальные виброускорения играют значительную роль в передаче вибрационной энергии, особенно в диапазонах частот 16–63 Гц, что было получено в ходе натурных наблюдений за фактическим вибрационным воздействием на обделку тоннеля от движения электропоезда. Выявлено, что водонасыщенные песчаные грунты склонны к разжижению под действием циклических нагрузок.

Результаты работы могут быть использованы при проектировании новых тоннелей и реконструкции существующих, а также для оптимизации эксплуатационных режимов метрополитена.

Внедрение предложенных мер позволит снизить затраты на ремонт и обслуживание тоннелей за счет своевременного выявления и устранения деформаций. Экономический эффект достигается за счет увеличения срока службы конструкций и минимизации риска аварийных ситуаций.

Исследование подтвердило актуальность и эффективность применения вибродиагностики для обеспечения безопасности и долговечности тоннелей метрополитена. Дальнейшие исследования рекомендуется направить на изучение долгосрочных эффектов вибрационных воздействий и разработку адаптивных систем защиты.

Список использованных источников

1. Soheyli M.R., Akhaveissy A.H., Mirhosseini S.M. Large-scale experimental and numerical study of blast acceleration created by close-in buried explosion on underground tunnel lining // *Shock and Vibration*. 2016. Vol. 2016. Article ID 8918050. 9 p. DOI: 10.1155/2016/8918050.
2. Hu J., Bian X. Experimental and numerical studies on dynamic responses of tunnel and soils due to train traffic loads // *Tunnelling and Underground Space Technology*. 2022. Vol. 128. P. 104628.
3. Liu Y., Li H., Wang Y., Men Y., Xu Q. Damage detection of tunnel based on the high-density cross-sectional curvature obtained using strain data from BOTDA sensors // *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2021. Vol. 158. P. 107728.
4. Hou R., Li T., Zhang Z. et al. Experimental study on modal analysis and vibration response of tunnel structures under different damage conditions due to subway train loads // *Scientific Reports*. 2025. Vol. 15. P. 3022. DOI: 10.1038/s41598-025-87004-9.
5. Hayashi Y., Imai J., Yoshiduka M., Suzuki M., Shigeta Y., Nakagawa K. Restoration measures of tunnel experienced large deformation due to natural disaster // *Doboku Gakkai Ronbunshu*. 2004. N 756. P. 61-74.
6. Amalia N., Husaini M., Ngurah K., Probo N., Widodo W. Identification and monitoring of subsurface structure of tunnel using electromagnetic method // *AIP Conference Proceedings*. 2017. Vol. 1861. P. 030047. DOI: 10.1063/1.4990934.

7. Poncetti B.L., Ruiz D.V., Assis L.S.d., Machado L.B., Silva T.B.d., Akinlalu A.A., Futai M.M. Tunnel Inspection Review: Normative Practices and Non-Destructive Method Advancements for Tunnels with Concrete Cover // *Applied Mechanics*. 2025. Vol. 6. P. 41. DOI: 10.3390/applmech6020041.
8. Андрианов С.В. Мониторинг состояния заобделочного пространства горных выработок методом георадиолокации // *Горный информационно-аналитический бюллетень*. 2019. № 5. С. 124-132. DOI: 10.25018/0236-1493-2019-05-0-124-132.
9. Park S., Choi S. Development of methodology for estimating the effective properties of containment buildings: Mid-Term Report KINS/HR-836. Korea Institute of Nuclear Safety, 2008.
10. Zhou Q., Zhang Q., Sun M., Huang X., Huang Z., Wen X., Qiu Y. Measuring Vibrations of Subway Tunnel Structures with Cracks // *Buildings*. 2024. Vol. 14. P. 2660. DOI: 10.3390/buildings14092660.
11. Gu Z., Wei H., Liu Z., Zhang M. Dynamic Response Mechanism of Silt Ground under Vibration Load // *Sustainability*. 2022. Vol. 14. P. 10335. DOI: 10.3390/su141610335.
12. Zhang J., Yan Q., Sun M., Li B., Chen W., Chen H. Experimental study on the vibration damping of two parallel shield tunnels connected by an assembled transverse passage // *Tunnelling and Underground Space Technology*. 2021. Vol. 107. P. 103659. DOI: 10.1016/j.tust.2020.103659.
13. Peeters B., Maeck J., De Roeck G. Vibration-based damage detection in civil engineering: excitation sources and temperature effects // *Smart Materials and Structures*. 2001. Vol. 10, N 3. P. 518-527. DOI: 10.1088/0964-1726/10/3/314.
14. Gao Y., Jiang Y., Li B. Voids delineation behind tunnel lining based on the vibration intensity of microtremors // *Tunnelling and Underground Space Technology*. 2016. Vol. 51. P. 338-345. DOI: 10.1016/j.tust.2015.10.036.
15. Андрианов С.В., Мингалева Т.А. Диагностика состояния тоннельных конструкций посредством анализа спектра собственных колебаний. Двадцать шестая уральская молодежная научная школа по геофизике: Сборник науч. материалов. Пермь: ГИ УрО РАН, 2025. 210 с.
16. Xue X., Liu E. Seismic liquefaction potential assessed by neural networks // *Environmental Earth Sciences*. 2017. Vol. 76. P. 192. DOI: 10.1007/s12665-017-6523-y.
17. Савин А. В. Выбор конструкции пути для высокоскоростного движения // *Транспорт Российской Федерации. Журнал о науке, практике, экономике*. 2017. №1 (68). URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/vybor-konstruktsii-puti-dlya-vysokoskorostnogo-dvizheniya> (дата обращения: 25.06.2025).
18. Yang W., Chen Z., Xu Z.-Y., Yan Q., He C., Kai W. Dynamic response of shield tunnels and surrounding soil induced by train vibratio // *Rock Soil Mech*. 2018. Vol. 39. P. 537–545.
19. СП 23-105-2004. Оценка вибрации при проектировании, строительстве и эксплуатации объектов метрополитена.
20. Yang W., Zhang C., Liu D., Tu J., Yan Q., Fang Y., He C. The effect of cross sectional shape on the dynamic response of tunnels under train-induced vibration loads // *Tunnelling and Underground Space Technology*. 2019. Vol. 90. P. 231–238. DOI: 10.1016/j.tust.2019.05.006.

References

1. Soheyli M.R., Akhaveissy A.H., Mirhosseini S.M. Large-scale experimental and numerical study of blast acceleration created by close-in buried explosion on underground

tunnel lining // Shock and Vibration. 2016. Vol. 2016. Article ID 8918050. 9 p. DOI: 10.1155/2016/8918050.

2. Hu J., Bian X. Experimental and numerical studies on dynamic responses of tunnel and soils due to train traffic loads // Tunnelling and Underground Space Technology. 2022. Vol. 128. P. 104628.

3. Liu Y., Li H., Wang Y., Men Y., Xu Q. Damage detection of tunnel based on the high-density cross-sectional curvature obtained using strain data from BOTDA sensors // Mechanical Systems and Signal Processing. 2021. Vol. 158. P. 107728.

4. Hou R., Li T., Zhang Z. et al. Experimental study on modal analysis and vibration response of tunnel structures under different damage conditions due to subway train loads // Scientific Reports. 2025. Vol. 15. P. 3022. DOI: 10.1038/s41598-025-87004-9.

5. Hayashi Y., Imai J., Yoshiduka M., Suzuki M., Shigeta Y., Nakagawa K. Restoration measures of tunnel experienced large deformation due to natural disaster // Doboku Gakkai Ronbunshu. 2004. N 756. P. 61-74.

6. Amalia N., Husaini M., Ngurah K., Probo N., Widodo W. Identification and monitoring of subsurface structure of tunnel using electromagnetic method // AIP Conference Proceedings. 2017. Vol. 1861. P. 030047. DOI: 10.1063/1.4990934.

7. Poncetti B.L., Ruiz D.V., Assis L.S.d., Machado L.B., Silva T.B.d., Akinlalu A.A., Futai M.M. Tunnel Inspection Review: Normative Practices and Non-Destructive Method Advancements for Tunnels with Concrete Cover // Applied Mechanics. 2025. Vol. 6. P. 41. DOI: 10.3390/applmech6020041.

8. Andrianov S.V. Monitoring the condition of the behind-lining space in mine workings using the ground-penetrating radar method. Gorny Informatsionno-Analiticheskiy Byulleten (Mining Informational and Analytical Bulletin), 2019, no. 5, pp. 124-132. DOI: 10.25018/0236-1493-2019-05-0-124-132.

9. Park S., Choi S. Development of methodology for estimating the effective properties of containment buildings: Mid-Term Report KINS/HR-836. Korea Institute of Nuclear Safety, 2008.

10. Zhou Q., Zhang Q., Sun M., Huang X., Huang Z., Wen X., Qiu Y. Measuring Vibrations of Subway Tunnel Structures with Cracks // Buildings. 2024. Vol. 14. P. 2660. DOI: 10.3390/buildings14092660.

11. Gu Z., Wei H., Liu Z., Zhang M. Dynamic Response Mechanism of Silt Ground under Vibration Load // Sustainability. 2022. Vol. 14. P. 10335. DOI: 10.3390/su141610335.

12. Zhang J., Yan Q., Sun M., Li B., Chen W., Chen H. Experimental study on the vibration damping of two parallel shield tunnels connected by an assembled transverse passage // Tunnelling and Underground Space Technology. 2021. Vol. 107. P. 103659. DOI: 10.1016/j.tust.2020.103659.

13. Peeters B., Maeck J., De Roeck G. Vibration-based damage detection in civil engineering: excitation sources and temperature effects // Smart Materials and Structures. 2001. Vol. 10, N 3. P. 518-527. DOI: 10.1088/0964-1726/10/3/314.

14. Gao Y., Jiang Y., Li B. Voids delineation behind tunnel lining based on the vibration intensity of microtremors // Tunnelling and Underground Space Technology. 2016. Vol. 51. P. 338-345. DOI: 10.1016/j.tust.2015.10.036.

15. Andrianov S.V., Mingaleva T.A. Diagnostics of tunnel structures condition through analysis of natural vibration spectrum. Twenty-sixth Ural Youth Scientific School on Geophysics: Collection of scientific papers. Perm: GI UrO RAN, 2025. 210 p.

16. Xue X., Liu E. Seismic liquefaction potential assessed by neural networks // Environmental Earth Sciences. 2017. Vol. 76. P. 192. DOI: 10.1007/s12665-017-6523-y.

17. Savin A.V. Selection of track structure for high-speed traffic. Transport Rossiyskoy

Federatsii (Transport of the Russian Federation: Journal on Science, Practice, and Economics), 2017, no. 1 (68). URL: https://cyberleninka.ru/article/n/vybor_konstruktsii-puti-dlya-vysokoskorostnogo-dvizheniya (accessed: 25.06.2025).

18. Yang W., Chen Z., Xu Z.-Y., Yan Q., He C., Kai W. Dynamic response of shield tunnels and surrounding soil induced by train vibratio // *Rock Soil Mech.* 2018. Vol. 39. P. 537–545.

19. SP 23-105-2004. Vibration assessment during design, construction and operation of metro facilities.

20. Yang W., Zhang C., Liu D., Tu J., Yan Q., Fang Y., He C. The effect of cross sectional shape on the dynamic response of tunnels under train-induced vibration loads // *Tunnelling and Underground Space Technology.* 2019. Vol. 90. P. 231–238. DOI: 10.1016/j.tust.2019.05.006.

УДК: 628.517.4. 699.842
OECD: 2.03 PU

Тонкие пластинчатые сэндвич-конструкции с большим вибропоглощением

Сятковский А.И.¹, Кирпичников В.Ю.², Смольников В.Ю.³, Упоров П.А.^{4*}

¹К.х.н., директор по науке, ОАО «Пластполимер», ²Д.т.н., профессор,

³Инженер 1-ой категории, ФГУП «Крыловский государственный научный центр»,

⁴Преподаватель,

^{2,4}Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ»

им. Д.Ф. Устинова,

^{1,2,3,4}г. Санкт-Петербург, РФ

Аннотация

Выполнены экспериментальные исследования акустических свойств тонких пластинчатых металлических сэндвич-конструкций с полимерными слоями на основе ПВА различных толщин, на основе ПВА на бумажном носителе и на основе акрилового каучука СКАН-10. Целью исследований является оценка их вибропоглощающей эффективности в сравнении с однородной стальной пластиной. Измерены спектры входной вибровозбудимости A/F , дБ, в диапазоне 20–1600 Гц и коэффициенты потерь энергии η при ударном возбуждении вибраций. Получено, что все сэндвич-конструкции снижают третьоктавные уровни вибрации в среднем на 11–15 дБ в диапазоне частот от 20 до 1250 Гц относительно стальной пластины. Установлено, что уменьшение толщины слоя ПВА до 0,08 мм приводит к увеличению резонансных уровней A/F всего на ~6 дБ, при $\eta = 0,35$, по сравнению с толщиной слоя 0,57 мм, при $\eta = 0,54$. Выявлено, что уровни резонансных максимумов вибрации конструкции со слоем СКАН-10, при $\eta = 0,12$, имеющего значительно более широкий рабочий температурный диапазон, равный $-50...+50^\circ\text{C}$, по сравнению с ПВА, с рабочим температурным диапазоном $+10...+30^\circ\text{C}$, меньше чем у однородной пластины на 27 дБ. Определена перспективность применения ультратонких слоёв ПВА и СКАН-10 для виброзащиты транспортных средств.

Ключевые слова: тонкие пластинчатые сэндвич-конструкции, вибропоглощающие полимерные слои, уменьшение вибрации пластины, коэффициент потерь, вибропоглощающее покрытие, эффективность вибропоглощения

Thin Plate Sandwich Structures with High Vibration Absorption

Syatkovsky A.I.¹, Kirpichnikov V.Yu.², Smolnikov V.Yu.³, Uporov P.A.^{4*}

¹PhD, Director of Science, JSC 'Plastpolymer', ²DSc, Professor,

³1st category engineer, Krylov State Research Center, ⁴Lecturer,

^{2,4}Baltic State Technical University 'VOENMEH', ^{1,2,3,4}St. Petersburg, Russia

Abstract

Experimental studies of the acoustic properties of thin plate sandwich structures (metal-polymer-metal) with polymer layers based on PVA (of varying thicknesses and on a paper substrate) and SCAN-10 acrylic rubber were conducted. The aim of the study was to evaluate their vibration-absorbing efficiency in comparison with a

*E-mail: uporov_pa@bk.ru (Упоров П.А.)

homogeneous steel plate. The spectra of input vibration excitability (A/F , dB) were measured in the range of 20–1600 Hz and the energy loss coefficients (η) during impact excitation of vibrations. It was found that all sandwich structures reduce vibration levels by an average of 11–15 dB (range 20–1250 Hz) relative to the steel plate. It was found that decreasing the PVA layer thickness to 0.08 mm leads to an increase in A/F levels by only ~ 6 dB (at $\eta = 0.35$) compared to a sample with a thickness of 0.57 mm ($\eta = 0.54$). It was revealed that the SCAN-10 layer ($\eta = 0.12$) ensures a significantly wider operating temperature range ($-50...+50^\circ\text{C}$) compared to PVA ($10...30^\circ\text{C}$). The potential of using ultra-thin PVA and SCAN-10 layers for vibration protection of vehicles has been determined.

Keywords: thin sandwich plate structures, vibration-absorbing polymer layers, plate vibration reduction, loss factor, vibration-absorbing coating, vibration absorption efficiency

Введение

Эффективным способом демпфирования инженерных конструкций является использование в них композитных вибропоглощающих материалов, образованных совокупностью жестких и мягких чередующихся слоев. Внешние жесткие слои, изготовленные из конструкционных материалов, воспринимают силовые воздействия, в то время как мягкие слои из вязкоупругих полимеров обеспечивают диссипацию энергии слоистой структуры. Этот механизм реализуется и в композитных вибропоглощающих материалах с интегрированными вибропоглощающими слоями, в составных металло-полимерных конструкциях, в покрытиях с армирующим слоем [1]. Одним из видов таких материалов являются трехслойные композиты вида металл-полимер-металл (М-П-М), состоящие из двух металлических несущих слоев и обеспечивающего их совместную работу мягкого полимерного слоя. Такие композиты правильнее рассматривать как композитный металлический лист, обладающий существенно большей, по сравнению с листом из аналогичного металла, способностью гасить вибрации [2]-[5].

Для разработки слоистых вибродемпфирующих материалов чрезвычайно важна способность полимерных пленок проявлять высокие вибропоглощающие свойства в очень тонких слоях (толщиной $\leq 0,1$ мм), так как при этом обеспечивается возможность эффективного вибродемпфирования, с одной стороны, и сохраняется достаточно высокий уровень жесткости конструкции, с другой.

Ранее сообщалось о результатах работ по созданию ассортимента (типорядов) отечественных пленочных термопластичных вибропоглощающих материалов со сверхвысокими диссипативными (СВД) свойствами на основе пластифицированного поливинилацетата [6]. Этот пленочный материал прекрасно зарекомендовал себя при работе в вибропоглощающих покрытиях с армированным слоем [7], а в данной работе исследовалась возможность его использования в М-П-М композитах.

Помимо пленок из ПВА, приготовленных по стандартной экструзионной технологии, нами исследовался образец пленки ВПС-2,5, полученный пропиткой соответствующим раствором листов технической бумаги плотностью 60 кг/м³.

Другим, безусловно перспективным направлением является разработка неметаллических композиционных слоистых вибродемпфирующих материалов с интегрированными вибропоглощающими слоями [8].

Несмотря на чрезвычайно высокие коэффициенты механических потерь, пластифицированные пленки из ПВА имеют ряд недостатков:

- низкая температуростойкость (температура переработки ≤ 120 – 130°C)
- наличие пластификатора, который способен мигрировать в ходе отверждения

во внешние слои, нарушая процесс формирования композитной матрицы [9].

Эти недостатки существенно препятствуют возможности применения плёнок из ПВА в качестве вязкоэластического слоя в составе многослойных композитных материалов, получаемых путем термического формования [8]-[10]. В этом плане альтернативой пленок из ПВА могли бы служить полимерные пленки на основе полиакрилатов различного строения. В данной работе исследованы свойства М-П-М композита, содержащего в качестве внутреннего слоя пленку из полимера СКАН-10, представляющего собой сополимер бутилакрилата с 10 % массы акрилонитрила [11].

1 Материалы и методика эксперимента

Были испытаны пять трехслойных пластинчатых сэндвич-конструкций, состоящих из двух стальных пластин толщиной 0,6 мм с промежуточным слоем стандартной полимерной пленки типа ВПС-2,5 на основе поливинилацетата толщиной 0,57, 0,17 и 0,08 мм, той же пленки на бумажном носителе общей толщиной 0,19 мм и вибропоглощающего материала из акрилового каучука типа СКАН-10 толщиной 0,1 мм. Рабочий диапазон наибольших значений коэффициента потерь η колебательной энергии всех вариантов пленки ВПС-2,5 находится в диапазоне температур примерно от 10 до 30°C, а вибропоглощающего материала типа СКАН-10 – от -50 до +50°C.

Выполнялось сопоставление вибрационных характеристик сэндвич-конструкций и имеющей примерно такую же массу однородной стальной пластины толщиной 1,2 мм. Размеры конструкций и пластины в плане равнялись 0,54×0,4 м.

Испытания вертикально висящих на кране образцов проводились при возбуждении одной из их поверхностей малогабаритным вибромолотком с датчиком измерений возбуждающей силы.

Измерялись спектры входной вибровозбудимости в четырех точках возбуждаемой поверхности и спектры переходной вибровозбудимости в точках, находящихся на другой свободной поверхности напротив точек возбуждения. Точки измерения находились в геометрическом центре (ГЦ) образцов, а также на одинаковом расстоянии от ГЦ до их кромок и одного из углов.

Под входной (переходной) вибровозбудимостью A/F , дБ подразумевается величина

$$20 \lg \left(\frac{AF_0}{\alpha_0 F} \right) \quad (1)$$

где A – уровень виброускорения, м/с², образцов при действии силы F , Н; α_0 – пороговый уровень виброускорения, 10⁻⁶ м/с²; $F_0 = 1$ Н.

2 Результаты и их анализ

Измерениями было установлено, что уровни входной вибровозбудимости в каждой точке возбуждения отличаются от уровней переходной вибровозбудимости в находящейся напротив нее точке не более, чем на погрешность вибрационных измерений. С учетом этого дальнейший анализ выполняется с использованием лишь спектров входной вибровозбудимости образцов.

На рисунках 1–4 изображены соответственно следующие узкополосные ($\Delta f = 1$ Гц) спектры A/F , измеренные в ГЦ образцов в частотном диапазоне от 20 до 1600 Гц:

- однородной пластины (кривая 1) и сэндвич-конструкции с полимерной пленкой толщиной 0,57 мм (кривая 2);
- сэндвич-конструкций с толщиной полимерной пленки 0,57 мм (кривая 1), 0,17 мм (кривая 2) и 0,08 мм (кривая 3);

- сэндвич-конструкций с полимерной пленкой толщиной 0,17 мм (кривая 1) и с пленкой из того же материала на бумажном носителе (кривая 2);
- однородной пластины (кривая 1), а также сэндвич-конструкций с супертонкой (0,08 мм) полимерной пленкой (кривая 2) и с вибропоглощающим материалом СКАН-10 толщиной 0,1 мм (кривая 3).

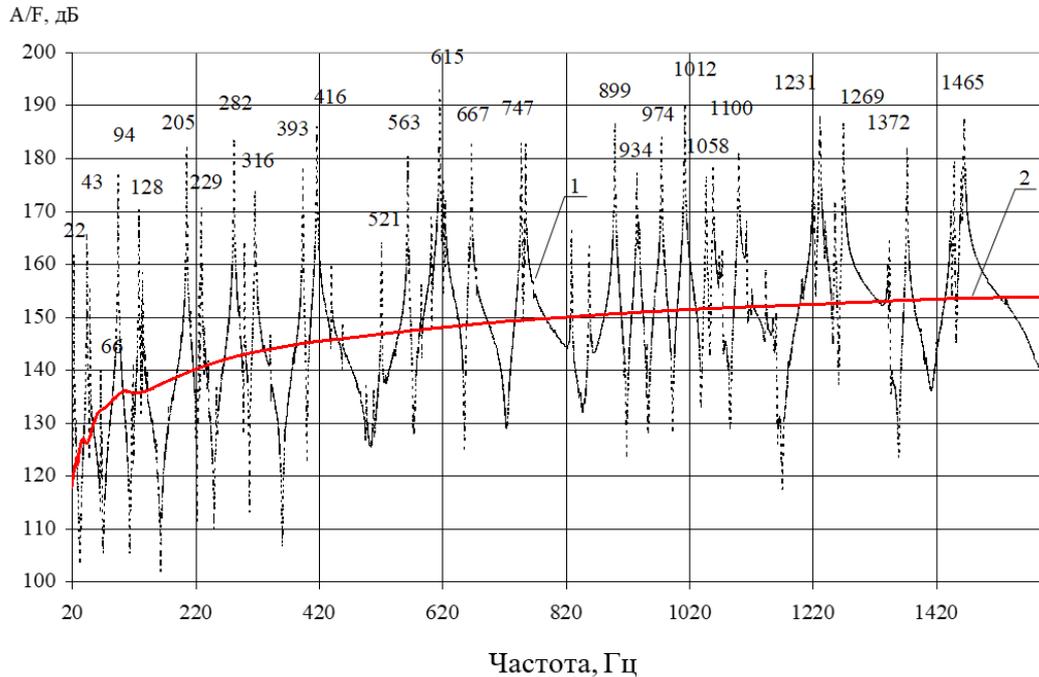


Рисунок 1 – Узкополосные спектры входной вибровозбудимости однородной пластины (1) и сэндвич-конструкций с полимерной пленкой толщиной 0,57 мм (2)

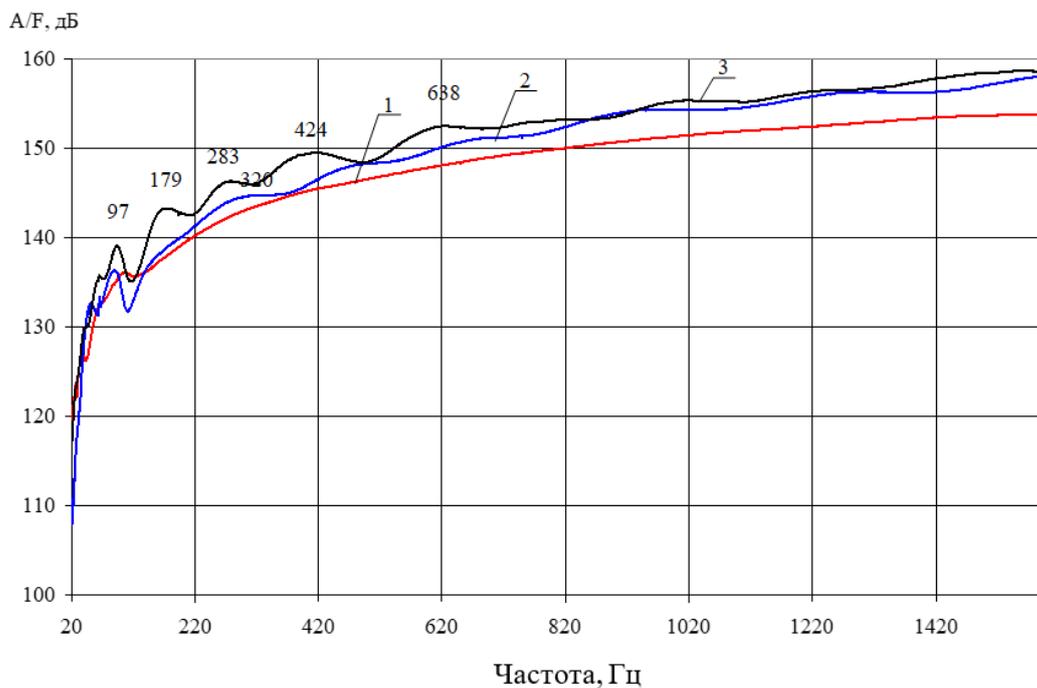


Рисунок 2 – Узкополосные спектры входной вибровозбудимости сэндвич-конструкций с полимерной пленкой толщиной 0,57 мм (1), 0,17 мм (2) и 0,08 мм (3)

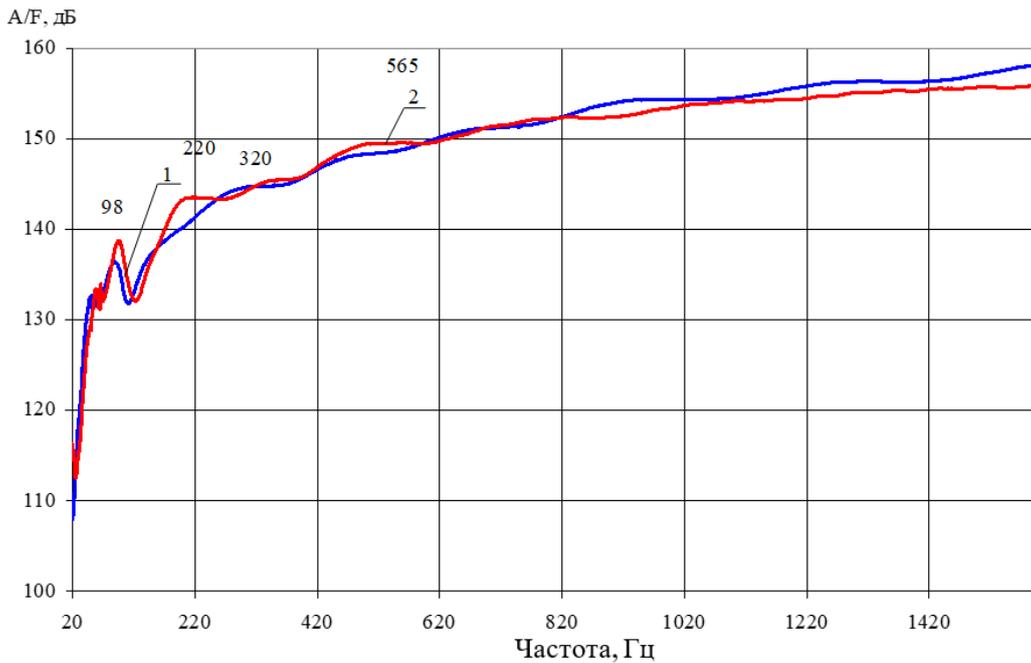


Рисунок 3 – Узкополосные спектры входной вибровозбудимости сэндвич-конструкций с полимерной пленкой толщиной 0,17 мм (1) и с пленкой из того же материала на бумажном носителе (2)

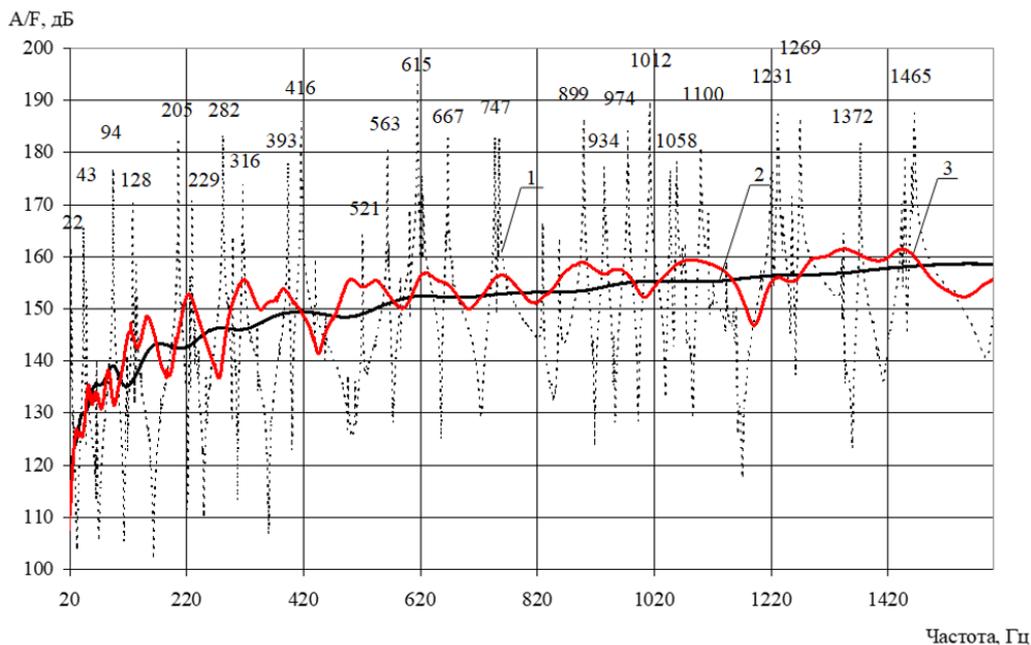


Рисунок 4 – Узкополосные спектры входной вибровозбудимости однородной пластины (1), а также сэндвич-конструкций с супертонкой (0,08 мм) полимерной пленкой (2) и с вибропоглощающим материалом SKAN-10 (3)

Сравнение приведенных и измеренных в других точках возбуждения узкополосных спектров входной вибровозбудимости однородной пластины и сэндвич-конструкций позволило сделать следующие выводы:

– вибрационные характеристики сэндвич-конструкций много лучше характеристик однородной стальной пластины; так, при примерно тридцати острых резонансных максимумах в приведенном спектре входной вибровозбудимости однородной пластины в вибрационных спектрах сэндвич-конструкций либо содержится лишь один или несколько

широкополосных максимумов с существенно более низкими уровнями (рисунки 2–3), либо резонансные максимумы в спектрах вообще отсутствуют (рисунок 1);

– уровни резонансных максимумов в спектре однородной пластины в среднем по частоте больше уровней A/F сэндвич-конструкции с полимерной пленкой толщиной 0,57 мм примерно на 34 дБ (рисунок 1);

– уменьшение толщины полимерной пленки к значительному ухудшению вибрационных характеристик сэндвич-конструкций не приводит; узкополосные уровни входной вибровозбудимости конструкции с супертонкой полимерной пленкой (0,08 мм) больше, чем соответствующие уровни конструкции с пленкой толщиной 0,57 мм, в среднем по частоте всего примерно на 6 дБ (рисунок 2);

– узкополосные спектры входной вибровозбудимости сэндвич-конструкций с полимерной пленкой толщиной 0,17 мм и с пленкой из того же материала на бумажном носителе ($h = 0,19$ мм) отличаются не более чем на погрешность вибрационных измерений (рисунок 3);

– уровни двенадцати резонансных максимумов в узкополосных спектрах входной вибровозбудимости сэндвич-конструкции с вибропоглощающим материалом СКАН-10 в среднем по частоте превосходят примерно на 8 дБ уровни A/F конструкции с супертонкой пленкой и меньше уровней максимумов A/F однородной пластины примерно на 27 дБ (рисунок 4).

Практически такие же соотношения узкополосных уровней входной вибровозбудимости испытанных образцов были получены при анализе результатов измерений A/F , выполненных в других точках.

С использованием приведенных узкополосных спектров были определены средние по резонансным максимумам величины коэффициента потерь η колебательной энергии в образцах.

Величина η на резонансных частотах f_p вычислялась с использованием формулы

$$\eta = \frac{\Delta f_p}{f_p}, \quad (2)$$

где Δf_p – ширина резонансного максимума на уровне -3 дБ от его наибольшего значения.

Экспериментально-расчетные величины коэффициента потерь η колебательной энергии испытанных образцов оказались следующими:

- однородная пластина – примерно 0,001;
- сэндвич-конструкция с толщиной пленки 0,57 мм – 0,54;
- сэндвич-конструкция с толщиной пленки 0,17 мм – 0,39;
- сэндвич-конструкция с толщиной пленки 0,08 мм – 0,35;
- сэндвич-конструкция с пленкой на бумажной основе – 0,35;
- сэндвич-конструкция на основе материала СКАН-10 – 0,12.

Следствием существенно больших потерь колебательной энергии в сэндвич-конструкциях на резонансных частотах явились преимущественно более низкие третьоктавные уровни их входной вибровозбудимости в сравнении с соответствующими уровнями однородной стальной пластины.

Частотные зависимости превышения третьоктавных уровней входной вибровозбудимости A/F , дБ, однородной пластины над третьоктавными уровнями A/F , дБ, сэндвич-конструкций определялись с использованием рисунков 5 и 6.

Средние по полосам от 20 до 1250 Гц величины превышения A/F , дБ, пластины над A/F , дБ, сэндвич-конструкций с толщиной полимерной пленки 0,57, 0,17 и 0,08 мм,

а также с пленкой на бумажном носителе и с материалом СКАН-10 оказались равными 15, 14, 12, 15 и 11 дБ соответственно. (Малая или отрицательная эффективность сэндвич-конструкций зарегистрирована в третьоктавных полосах, содержащих антирезонансные частоты изгибных колебаний однородной пластины с очень низкими уровнями A/F , дБ.)

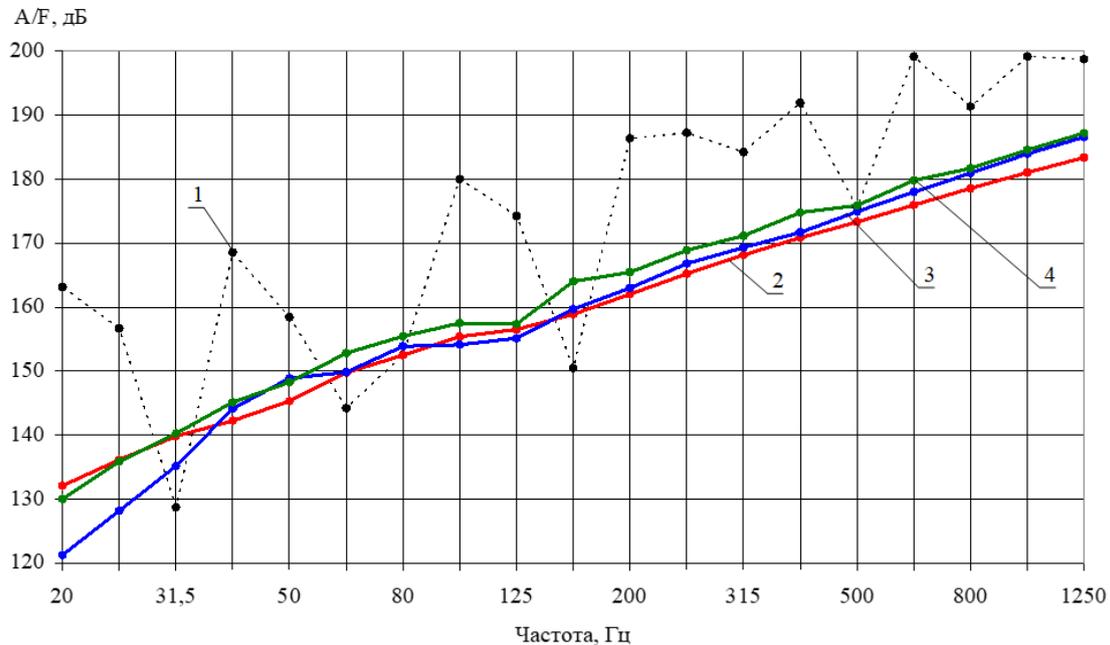


Рисунок 5 – Третьоктавные спектры входной вибровозбудимости однородной пластины (1) и сэндвич-конструкций с полимерной пленкой толщиной 0,57 мм (2), 0,17 мм (3) и 0,08 мм (4)

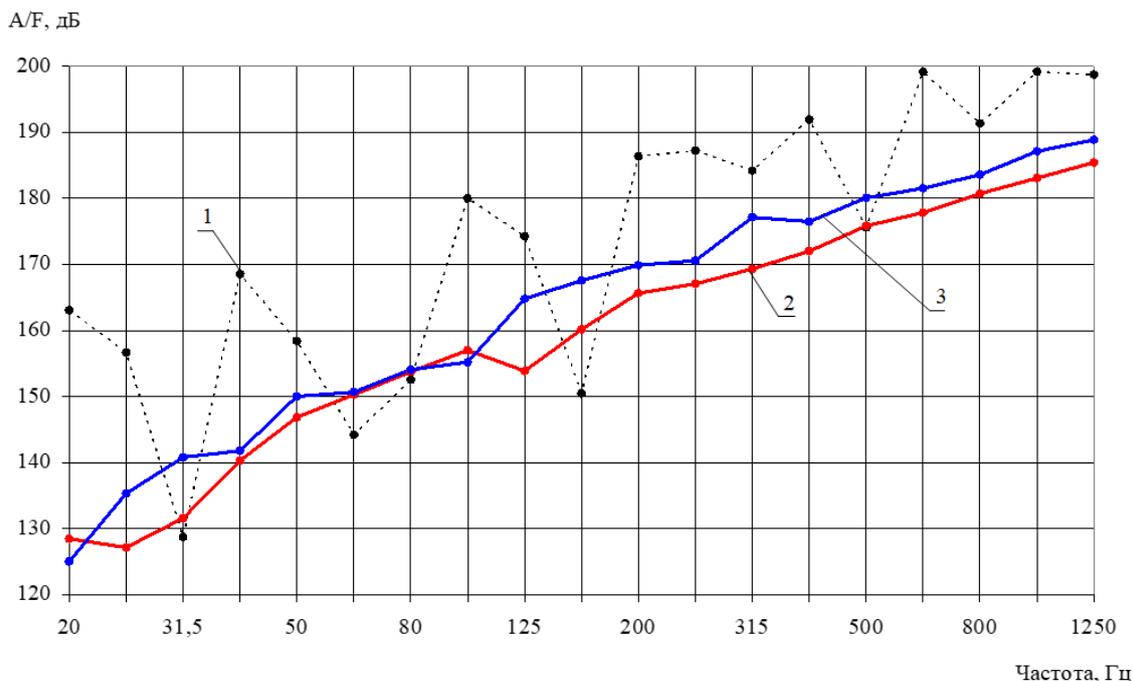


Рисунок 6 – Третьоктавные спектры входной вибровозбудимости однородной пластины (1), а также сэндвич-конструкций на бумажном носителе (2) и с вибропоглощающим материалом СКАН-10 (3)

Заключение

Проведенные экспериментальные исследования акустических свойств тонких пластинчатых сэндвич-конструкций типа металл-полимер-металл (М-П-М) подтвердили их высокую эффективность в снижении вибрации. Все испытанные образцы, включая варианты со слоями ПВА (толщиной 0,08–0,57 мм) и акрилового каучука СКАН-10 (0,1 мм), продемонстрировали значительное преимущество перед однородной стальной пластиной: среднее снижение третьоктавных уровней вибровозбудимости (A/F) достигло 11–15 дБ в диапазоне 20–1250 Гц. Особенно важно, что уменьшение толщины полимерного слоя до ультратонких значений (0,08 мм) не привело к существенной потере демпфирующих свойств – рост уровней A/F составил лишь ~ 6 дБ, а коэффициент потерь энергии $\eta = 0,35$. При этом материал СКАН-10 расширил рабочий температурный диапазон до $-50\dots+50^\circ\text{C}$, что в 5 раз превосходит возможности традиционного ПВА ($+10\dots+30^\circ\text{C}$).

Поставленные задачи решены в полном объеме: проведен сравнительный анализ пяти конфигураций сэндвичей, установлена зависимость эффективности от толщины и типа полимерного слоя, а также определены точные значения η (от 0,12 для СКАН-10 до 0,54 для ПВА толщиной 0,57 мм). На основе этих результатов разработаны практические рекомендации: для типовых условий (комнатная температура) целесообразно применение сверхтонких слоёв ПВА ($\geq 0,08$ мм), минимизирующих массу конструкции, а для экстремальных климатических нагрузок – внедрение СКАН-10. Данные решения особенно актуальны для корпусных элементов транспортных средств (судов, вагонов, авиатехники), где снижение вибрации напрямую влияет на долговечность и комфорт.

Оценка технико-экономической эффективности показала, что использование тонкослойных материалов (особенно на основе ПВА с толщиной меньше 0,1 мм) сокращает расход полимера на 30–50% без ущерба для функциональности, что снижает себестоимость. Широкотемпературный СКАН-10 дополнительно устраняет затраты на термостабилизацию. Внедрение этих решений обеспечит экономию за счёт увеличения срока службы оборудования и уменьшения затрат на дополнительную шумоизоляцию.

Научно-технический уровень работы подтверждается её новизной, была доказана эффективность полимерных слоёв толщиной $\leq 0,1$ мм. Расширение температурного диапазона демпфирования с помощью СКАН-10 является значимым шагом в сравнении с аналогами, а результаты соответствуют современным тенденциям в разработке композитных материалов. Таким образом, предложенные решения обладают высоким потенциалом для внедрения в транспортной отрасли, сочетая технологическую осуществимость, экономическую целесообразность и научную обоснованность.

Приведенные в статье результаты могут быть использованы при оценке уровней вибрации и шумоизлучения корпусных и внутрикорпусных сэндвич-конструкций различного рода транспортных средств и инженерных изделий.

Список использованных источников

1. Crocker M.J. Handbook of Noise and Vibration Control. - John Wiley & Sons, Inc, 2007. - 1569 p. - ISBN 978-0-471-39599-7.
2. NIPPON STEEL Corporation [Электронный ресурс]. - URL: <http://www.nipponsteel.com>. (Дата обращения 24.02.2025)
3. Roush Enterprises [Электронный ресурс]. - URL: <http://www.roush.com>. (Дата обращения 24.02.2025)

4. Antiphon AB [Электронный ресурс]. - URL: <http://antiphon.se/en/products>. (Дата обращения 24.02.2025)
5. Троицкий А.В. Динамическая прочность компактных резонирующих вибропоглотителей, применяемых в судовых валопроводных системах // Труды крыловского государственного научного центра. - 2022. - С. 52-57. DOI: 10.24937/2542-2324-2022-3-401-52-57.
6. Сятковский А.И. Термопластичные пленочные материалы для демпфирования инженерных конструкций // Пластические массы. - 2023. - N 9-10. - С. 48-52. DOI: 10.35164/0554-2901-2023-9-10-48-52.
7. Кирпичников В.Ю., Кощеев А.П., Сятковский А.И., Экспериментальные исследования эффективности армированных вибропоглощающих покрытий // Журнал прикладной механики и технической физики. - 2022. - N 1. - С. 65-70. DOI: 10.15372/PMTF20220109.
8. Платонов М.М., Шульдешов Е.М., Нестерова Т.А., Сагомонова В.А. Акустические полимерные материалы нового поколения // Труды ВИАМ. - 2016. - Т 40. - N 4. - С. 76-84. DOI: 10.18577/2307-6046-2016- 0-4-9-9.
9. Сагомонова В.А. Слоистые вибропоглощающие материалы на основе термоэластопластов и органических волокон и технология их изготовления: дис. ... канд. тех. наук: 05.17.06 / Сагомонова Валерия Андреевна. - М., 2021. - 154 с.
10. Колпачков Е.А., Петрова А.П., Курносоев А.О., Соколов И.И. Методы формования изделий авиационного назначения из ПКМ // Труды ВИАМ. - 2019. - Т 83. - N 11. - С. 22-36. DOI: 10.18577/2307-6046-2019-0-11-22-36.
11. Лишанский И.С., Померанцев В.И., Семенова Л.С., Будовская Л.Д., Меньшикова А.Ю., Евсеева Т.Г., Иванова В.Н. Вибропоглощающие полимерные системы // Синтез, структура и свойства полимеров. - 1989. - С. 110-119.

References

1. Crocker M.J. Handbook of Noise and Vibration Control. - John Wiley & Sons, Inc, 2007. - 1569 p. - ISBN 978-0-471-39599-7.
2. NIPPON STEEL Corporation [Internet source]. - URL: <http://www.nipponsteel.com>. (access date 24.02.2025)
3. Roush Enterprises [Internet source]. - URL: <http://www.roush.com>. (access date 24.02.2025)
4. Antiphon AB [Internet source]. - URL: <http://antiphon.se/en/products>. (access date 24.02.2025)
5. Troitsky A.V. Dynamic strength of compact resonating vibration absorbers used in ship propeller systems // Proceedings of the Krylov State Research Center. - 2022. - P. 52-57. DOI: 10.24937/2542-2324-2022-3-401-52-57.
6. Syatkovsky A.I. Thermoplastic film materials for damping engineering structures // Plastics. - 2023. - N 9-10. - P. 48-52. DOI: 10.35164/0554-2901-2023-9-10-48-52.
7. Kirpichnikov V.Yu., Koshcheev A.P., Syatkovsky A.I., Experimental studies of the effectiveness of reinforced vibration-absorbing coatings // Journal of Applied Mechanics and Technical Physics. - 2022. - N 1. - С. 65-70. DOI: 10.15372/PMTF20220109.
8. Platonov M.M., Shuldeshov E.M., Nesterova T.A., Sagomanova V.A. New generation acoustic polymeric materials // Proceedings of VIAM. - 2016. - Vol 40. - N 4. - С. 76-84. DOI: 10.18577/2307-6046-2016- 0-4-9-9.
9. Sagamonova V.A. Layered vibration-absorbing materials based on thermoplastic elastomers and organic fibers and their manufacturing technology: the dissertation of the

Candidate of Technical Sciences: 05.17.06 / Сагомонова Валерия Андреевна. - М., 2021. - 154 с.

10. Kolpachkov E.A., Petrova A.P., Kurnosov A.O., Sokolov I.I. Methods for molding aviation products from PCM // Proceedings of VIAM. - 2019. - Т 83. - N 11. - С. 22-36. DOI: 10.18577/2307-6046-2019-0-11-22-36.

11. Lishansky I.S., Pomerantsev V.I., Semenova L.S., Budovskaya L.D., Menshikova A.Yu., Evseeva T.G., Ivanova V.N. Vibration-absorbing polymer systems// Synthesis, structure and properties of polymers. - 1989. - С. 110-119.

УДК: 534.32
OECD: 1.03.AA

Оценка влияния различных параметров на шум легкомоторного самолета на основе положений стандарта ИКАО

Мошков П.А.

К.т.н., ведущий инженер, НИО-101, Московский авиационный институт
(национальный исследовательский университет), г. Москва, РФ

Аннотация

В настоящее время в Российской Федерации активно ведутся работы по созданию самолетов для малой авиации, а также для начального обучения летного состава гражданской авиации. Проблема обеспечения требуемого уровня акустических характеристик для данного класса легкомоторных самолетов является актуальной, поскольку отечественные Нормы летной годности и международный стандарт ИКАО регламентирует предельно допустимые уровни шума на местности для данного класса самолетов. Целью настоящей работы является анализ положений стандарта ИКАО в части поиска методов для оценки влияния основных параметров на уровни шума легких винтовых самолетов на местности. Представлены расчетные соотношения для оценки влияния располагаемой мощности силовой установки, числа Маха законцовки лопасти воздушного винта и максимальной взлетной массы самолета на уровни шума самолетов на местности. Получены эмпирические коэффициенты, необходимые для выполнения расчетных оценок. Показано, что влияние числа Маха законцовки лопасти воздушного винта на уровень шума легкомоторного самолета обусловлено как влиянием характерной скорости обтекания профиля лопасти, так и влиянием тяги на шум воздушного винта, а также влиянием частоты вращения на уровень шума в метрике дБА. На основе представленных соотношений выполнена оценка влияния располагаемой мощности двигателя и максимальной взлетной массы самолета на уровни шума легкомоторных самолетов. Также выполнена комплексная оценка влияния располагаемой мощности двигателя, глушителя шума выхлопа и числа Маха законцовки лопасти воздушного винта на уровни шума самолета на местности.

Ключевые слова: легкий винтовой самолет, стандарт ИКАО, база данных EASA, шум на местности, аэроакустика, методы снижения шума, шум воздушного винта

Assessment of the Influence of Various Parameters on the Noise of a Light-Engine Aircraft Based on the Provisions of the ICAO Standard

Moshkov P.A.

*PhD, leading engineer, NIO-101 Department, Moscow Aviation Institute
(National Research University), Moscow, Russia*

Abstract

Currently, the Russian Federation is actively working on the creation of aircraft for small aircraft, as well as for the initial training of civil aviation flight personnel. The problem of ensuring the required level

of acoustic characteristics for this class of light-engine aircraft is relevant, since domestic airworthiness Standards and the international ICAO standard regulate the maximum permissible community noise levels for this class of aircraft. The purpose of this work is to analyze the provisions of the ICAO standard in terms of finding methods to assess the impact of the main parameters on the noise levels of light propeller-driven aircraft. Calculated ratios are presented to assess the effect of the available power of the power plant, the Mach number of the tip of the propeller blade and the maximum take-off weight of the aircraft on aircraft community noise levels. Empirical coefficients necessary for performing the calculated estimates have been obtained. It is shown that the influence of the Mach number of the tip of the propeller blade on the noise level of a light-engine aircraft is due to both the influence of the characteristic flow velocity of the blade profile and the influence of thrust on the noise of the propeller, as well as the influence of the propeller speed on the community noise level in dBA metric. Based on the presented ratios, the impact of the available engine power and the maximum take-off weight of the aircraft on the noise levels of light aircraft were estimated. A comprehensive assessment was also performed of the effect of the available engine power, muffler and the Mach number of the propeller blade tip on aircraft community noise levels.

Keywords: light propeller-driven aircraft, ICAO standard, EASA database, community noise, aeroacoustics, noise reduction methods, propeller noise

Введение

Развитие малой авиации в Российской Федерации (РФ) тесно связано с созданием современных легкомоторных самолетов. Согласно стандарту Международной организации гражданской авиации – ИКАО [1] к классу легких винтовых самолетов (ЛВС) относятся летательные аппараты с максимальной взлетной массой не более 8618 кг. Для местных воздушных линий РФ в настоящее время необходимы современные одно- и двухдвигательные ЛВС для замены устаревших самолетов типа АН-2 и L-410, а для начальной летной подготовки пилотов необходим новый однодвигательный учебно-тренировочный самолет для замены самолетов типа ЯК-18Т. В обоих случаях в составе силовой установки (СУ) могут быть применены современные как турбовинтовые, так и поршневые двигатели, которые обеспечат низкий расход топлива и высокую надежность СУ.

Предельно допустимые уровни шума ЛВС на местности регламентируются международным стандартом ИКАО [1] и существует тенденция к постепенному ужесточению требований данного стандарта. В РФ для получения Разработчиком ЛВС сертификата типа по шуму на местности необходимо выполнение процедур акустической сертификации в соответствии с Нормами летной годности «Сертификация воздушных судов по шуму на местности» (НЛГ 36) [2]. Отметим, что отечественные НЛГ 36 гармонизированы с международным стандартом ИКАО [1]. Таким образом, актуальность проблемы снижения уровней шума легкомоторных самолетов на местности не вызывает сомнения.

Решение проблемы шума ЛВС на местности требует наличия надежных методов расчета и снижения шума отдельных источников (воздушный винт [3] – [7], двигатель – [10] и планер [11] – [14]) с учетом аэроакустических эффектов в реальных компоновках [15] – [17]. Совокупность данных методов обеспечивает успешную реализацию концепции акустического проектирования ЛВС, т.е. проектирования самолета с учетом требуемых акустических параметров [18] – [20].

Целью работы является анализ положений стандарта ИКАО [1] с точки зрения оценки влияния различных параметров на уровни шума ЛВС. Для оценки достоверности степенных зависимостей интенсивности шума от основных параметров выполнен обзор

доступных публикаций в части поиска аналогичных представленных в стандарте ИКАО показателей. Из базы данных акустических сертификационных испытаний EASA (Европейское агентство безопасности полетов) [21], размещенной в открытом доступе в сети интернет, выбраны ЛВС, для которых выполнена оценка влияния располагаемой мощности двигателя, максимальной взлетной массы ЛВС, а также комплексная оценка влияния располагаемой мощности двигателя, глушителя шума выхлопа двигателя внутреннего сгорания (ДВС) и числа Маха законцовки лопасти воздушного винта на уровне шума ЛВС на местности. Оценки выполнены с использованием представленных в стандарте ИКАО [1] выражений и рекомендаций.

Данная работа является продолжением исследований автора в части поиска методов оценки влияния различных параметров на уровне шума легких винтовых самолетов на местности и дополняет положения ранее опубликованных автором работ [22] – [24]. Простые соотношения, достоверно описывающие влияние основных параметров силовой установки и самолета, являются очень полезными на начальных этапах создания легких винтовых самолетов, когда технический облик самолета только начинает формироваться и нет необходимости в выполнении длительных и дорогостоящих численных аэроакустических исследований.

1 Материалы и методы

В рамках настоящего раздела рассмотрим рекомендации стандарта ИКАО [1] в части корректировки результатов летных испытаний легких винтовых самолетов при отклонении от номинальных значений следующих параметров – числа Маха законцовки воздушного винта и располагаемой СУ. Также на основе данного нормативного документа можно предложить выражение для оценки влияния максимальной взлетной массы на уровне шума ЛВС.

Согласно стандарту ИКАО [1] и НЛГ 36 [2], единицей оценки шума ЛВС является максимальный суммарный скорректированный по шкале А стандартного шумомера (при замедленной реакции) уровень звукового давления в диапазоне третьоктавных полос частот 50–10000 Гц (OASPL, дБА).

В соответствии с добавлением 6 стандарта ИКАО [1], где представлен метод оценки шума для сертификации современных легких винтовых самолетов, корректировка результатов испытаний, если условия сертификационных испытаний отличаются от исходных условий, производится соответствующая корректировка данных измеренного шума.

В результаты летных испытаний ЛВС вносятся следующие поправки в соответствии с п. 5.2.1 добавления 6 к стандарту ИКАО [1]:

- а) поправка на атмосферное поглощение при испытаниях относительно исходных условий. В исходных условиях температура 15 °С и относительная влажность воздуха 70 %;
- б) поправка на протяженность пути распространения шума при испытаниях относительно исходных условий. Определяется на основе закона обратных квадратов;
- в) поправка на число Маха законцовки лопасти воздушного винта;
- г) поправка на располагаемую мощность двигателя.

Суммарная поправка рассчитывается как алгебраическая сумма коррективов по пунктам (а) – (г).

Практический интерес в данном случае представляют данные для корректировки результатов измерений на источник шума, т.е. поправки на отклонения от заданных условий числа Маха законцовки лопасти воздушного винта и располагаемой мощности

силовой установки.

1.1 Влияние числа Маха законцовки лопасти воздушного винта

Шум воздушного винта зависит от характерной скорости обтекания профиля лопасти. В рамках стандарта ИКАО [1] таким параметром выбрано число Маха законцовки лопасти воздушного винта. Корректировка данных летных испытаний основывается на соотношении между числами Маха законцовки лопасти воздушного винта, определенных для условий испытаний и исходных условий, определяемых сертифицирующим органом.

Согласно п. 5.2.2. с) добавления 6 стандарта ИКАО [1] коррективы на изменения числа Маха законцовки лопасти воздушного винта не вносятся, если данный параметр лежит в определенных границах, указанных в данном пункте.

Вне оговоренных в п. 5.2.2. с) добавления 6 стандарта ИКАО [1] пределов измеренные уровни шума корректируются с учетом числа Маха законцовки лопасти воздушного винта на величину:

$$\Delta L_1 = K_1 10 \lg \left(\frac{M_{R2}}{M_{R1}} \right), \text{ (дБА)}, \quad (1)$$

где K_1 – эмпирический коэффициент пропорциональности, M_{R2} и M_{R1} – соответственно числа Маха законцовки лопасти воздушного винта при испытании и в исходных условиях. При оценке влияния числа Маха законцовки воздушного винта на уровни шума ЛВС на местности в выражении (1) нижние индексы 1 и 2 обозначают числа Маха законцовки для базовой и модифицированной компоновок СУ ЛВС.

Число Маха в концевом сечении лопасти воздушного винта определяется в соответствии с известным выражением [1]:

$$M_R = \frac{[(\pi d n)^2 + V_T^2]^{1/2}}{c},$$

где d – диаметр воздушного винта (м), n – частота вращения воздушного винта (об/с), V_T – истинная воздушная скорость ЛВС (м/с), c – скорость звука на высоте полета ЛВС (м/с).

Величина K_1 определяется на основе утвержденных сертифицирующим органом данных в отношении испытываемого самолета и при отсутствии данных летных испытаний может быть принят $K_1 = 15$. Фактически $K_1 = 15$ – это показатель степени зависимости интенсивности шума ЛВС на местности от числа Маха законцовки лопасти воздушного винта. Предлагаемый в Стандарте ИКАО коэффициент 15 существенно выше показателя степени зависимости интенсивности шума, рассчитываемой через суммарный взвешенный по шкале А стандартного шумомера уровень звукового давления, от характерной скорости обтекания для источников шума дипольного типа. При этом в добавлении 6 стандарта ИКАО [1] отдельно не оговаривается и, по-видимому, данная поправка справедлива, как для однодвигательных, так и для двухдвигательных ЛВС.

Отметим, что в соответствии с полуэмпирической моделью шума воздушного винта [25] – [26] данная поправка должна принимать значение $K_1 = 8$, если изменение числа Маха в концевом сечении лопасти винта не приводит к изменению тяги и мощности. Эта ситуация наблюдается, когда незначительное изменение окружной скорости компенсируется изменением шага лопасти для винтов изменяемого шага.

1.2 Влияние располагаемой мощности ДВС

С учетом располагаемой мощности двигателя, измеренные уровни шума ЛВС на местности корректируются путем расчета поправки, рекомендуемой стандартам ИКАО [1]:

$$\Delta L_2 = K_2 10 \lg \left(\frac{N_{e2}}{N_{e1}} \right), \text{ (дБА)}, \quad (2)$$

где K_2 – эмпирический коэффициент пропорциональности, N_{e2} и N_{e1} – соответственно значения мощности двигателя при испытаниях и в исходных условиях (кВт). При оценке влияния располагаемой мощности силовой установки на уровни шума ЛВС на местности N_{e2} и N_{e1} в выражении (2) нижние индексы 1 и 2 обозначают располагаемые мощности силовых установок сравниваемых самолетов.

Величина K_2 определяется на основе утвержденных сертифицирующим органом данных. Согласно добавлению 6 стандарта ИКАО [1] при отсутствии данных летных испытаний и по усмотрению сертифицирующего органа может использоваться величина $K_2 = 1,7$.

По результатам ранее опубликованных автором работ [27] – [29] данный коэффициент для 9-ти цилиндрических четырехтактных звездообразных поршневых двигателей воздушного охлаждения, устанавливаемых на самолетах ЯК-18Т, АН-2 и ВИЛЬГА-35А, составляет 1,8-4, а в среднем по трем легкомоторным самолетам 2,87.

1.3 Влияние взлетной массы ЛВС

Известно, что взлетная масса влияет на аэродинамические характеристики ЛВС через изменение подъёмной силы, лобового сопротивления, устойчивости и манёвренности. Увеличение массы приводит к увеличению лобового сопротивления пропорционально квадрату увеличения массы. Это компенсируется тягой воздушного винта, поэтому для достижения той же скорости двигателя работают с большей мощностью. Изменение аэродинамических характеристик воздушного винта и самолета в целом приводит к изменению шумовых параметров ЛВС.

На основе главы 10 стандарта ИКАО [1] можно предложить корректировку на максимальную взлетную массу, которая может быть полезна при выполнении оценок шума на местности одного и того же ЛВС с незначительно отличающейся максимальной взлетной массой.

Для диапазонов взлетных масс 600-1400 кг (п. 10.4а стандарта ИКАО) [1] и 570-1500 кг (п. 10.4б стандарта ИКАО) [1] уровень шума ЛВС на местности задан как функция взлетной массы.

Полагая, что для взлетного режима работы СУ интенсивность шума ЛВС, рассчитываемая через суммарные уровни звукового давления в дБА, пропорциональна взлетной массе с учетом соответствующего наклона кривой в заданных стандартом ИКАО [1] диапазонах взлетных масс можно оценить влияние максимальной взлетной массы (MTOW) ЛВС на уровни шума на местности [19]:

$$\Delta L_3 = K_3 10 \lg \left(\frac{MTOW_2}{MTOW_1} \right), \text{ (дБА)}, \quad (3)$$

где K_3 – эмпирический коэффициент пропорциональности (показатель степени зависимости интенсивности шума от взлетной массы ЛВС), нижние индексы 1 и 2 обозначают максимальные взлетные массы двух модификаций одного ЛВС.

В соответствии с данными стандарта ИКАО [1] $K_3 = 3,57$ для однодвигательных самолетов и $K_3 = 3,27$ для двухдвигательных самолетов.

2 Результаты и их обсуждение

Представляет практический интерес применить формулы (1), (2) и (3) для оценки основных параметров, влияющих на уровни шума ЛВС, которые успешно прошли акустическую сертификацию, и информация о которых содержится в базе данных сертификационных испытаний EASA [21].

Для оценки влияния располагаемой мощности ДВС и комплексной оценки влияния числа Маха законцовки лопасти воздушного винта, располагаемой мощности СУ и глушителя шума выхлопа ДВС на основе анализа базы данных акустических сертификационных испытаний EASA [21] были выбраны два легкомоторных самолета - Robin ATL и Fournier RF 4D.

Данные о типах устанавливаемых двигателей и воздушных винтов, а также информация о наличии глушителей шума выхлопа и номер пункта главы стандарта ИКАО [1], в соответствии с которым осуществлялась сертификация, представлены в таблице 1. Все самолеты являются однодвигательными с тянущей компоновкой силовой установки. Максимальная взлетная масса самолетов составляет 390-580 кг. На всех рассматриваемых самолетах устанавливаются двухлопастные воздушные винты фиксированного шага. Отметим, что на двигателях не устанавливаются редукторы, и частота вращения воздушного винта соответствует частоте вращения коленвала ДВС.

Эффективность мероприятий по снижению уровней шума ЛВС ($\Delta OASPL$, дБА) рассмотрена в правом столбце таблицы 1. В данном случае под эффективностью следует понимать разницу между суммарными взвешенными по шкале А стандартного шумомера уровнями звукового давления для исходной и модифицированной компоновок СУ с поршневыми двигателями.

Таблица 1 – Легкие винтовые самолеты, выбранные для оценки влияния различных параметров на уровень шума на местности на основе положений стандарта ИКАО

№	Держатель сертификата типа	Обозначение типа ЛВС	MTOW, кг	Двигатель		Глушитель шума выхлопа	Воздушный винт		Пункт стандарта ИКАО	$\Delta OASPL$, дБА
				Производитель	Обозначение		Производитель	Обозначение		
1	C.E.A.P.R.	Robin ATL	580	Limbach	L 2000 DA 2	нет	MT-Propeller Entwicklung	155 L 80-1(A)	6.3	–
				Societe JPX	4T60/A	нет				3,3
2	E.I.S. AIRCRAFT	Fournier RF 4D	390	Limbach	L 1700 EA.A	FBW	MT-Propeller Entwicklung	MT 133 L 100-1A	6.3	–
				Limbach	L 1700 EA.A	нет				4,6
3	E.I.S. AIRCRAFT	Fournier RF 4D	390	Limbach	L 1700 ED 2	FBW	MT-Propeller Entwicklung	MT 133 L 100-1A	10.4a	–
				Sauer Flugmotorenbau	S 1800-1-ES0	нет				6,6

В таблице 2 представлен пример выбора однодвигательных ЛВС для оценки влияния взлетной массы на уровень шума. Из базы данных EASA выбраны одни и те же самолеты с одинаковой силовой установкой, но отличающиеся максимальной взлетной массой и, как следствие, уровнем шума на местности. Все рассмотренные самолеты сертифицировались согласно требованиям главы 10 стандарта ИКАО.

Таблица 2 – Однодвигательные ЛВС для оценки влияния взлетной массы на уровень шума на местности

№	Держатель сертификата типа	Обозначение типа ЛВС	MTOW, кг	Двигатель		Глушитель шума выхлопа	Воздушный винт	
				Производитель	Обозначение		Производитель	Обозначение
1	AMS - flight, d.o.o.	Carat A	490	Sauer Flugmotoren-bau GmbH	S 1800-1-ES1C	Weller SETF	-	AM-F3-1A/140-()
			470					
2	Alexander Schleicher GmbH Co. Segelflugzeugbau	ASH 31 Mi	700	Austro Engine GmbH	IAE 50R-AA	нет	Alexander Schleicher GmbH Co. Segelflugzeugbau	AS2F1-1/R153-92-N1
			630					
3	DG Aviation GmbH	DG-808C	600	Solo Kleinmotoren GmbH	2 625 01	нет	TECHNOFLUG Leichtflugzeugbau GmbH Co. KG	KS-1G-152-R-122-()-B
			525					
4	Aviat Aircraft Inc.	A-1	816	Lycoming Engines	O-360-C1G	нет	MT-Propeller Entwicklung GmbH	MTV-15-B/210-58
			857					
5	Issoire Aviation	APM40 (Simba)	985	Continental Aerospace Technologies, Inc.	IOF-240-B	нет	MT-Propeller Entwicklung GmbH	MTV-7-D/175-51
			916					
6	AQUILA Aviation International GmbH	AT01-200	800	BRP - Rotax GmbH Co.KG	Rotax 914 F3	Gomolzig 7070-021_02P + 7070-019_02P	MT-Propeller Entwicklung GmbH	MTV-21-A/175-05
			750					

2.1 Оценка влияния располагаемой мощности СУ

При анализе базы данных сертификационных акустических испытаний ЛВС EASA [21] был выбран самолет Robin ATL. На данном самолете с максимальной взлетной массой 580 кг (п. 1 таблицы 1) при замене ДВС Limbach L 2000 DA 2 [30] на Societe JPX 4T60/A [31] получено снижение уровня шума на 3,3 дБА при сертификации по п. 6.3 стандарта ИКАО [1].

Для объяснения данного эффекта рассмотрим основные характеристики данных ДВС (таблица 3). Оба двигателя являются 4-х тактными 4-х цилиндровыми

с горизонтально оппозитным расположением цилиндров и воздушной системой их охлаждения. Располагаемая мощность двигателя Limbach L 2000 на 7 кВт выше, чем у двигателя DA 2 Societe JRX4T60/A при одинаковой частоте вращения коленвала (3200 об/мин). Глушители шума выхлопа на данных двигателях не устанавливаются. Большая располагаемая мощность двигателя Limbach L 2000 DA 2 по сравнению с Societe JRX4T60/A, вероятнее всего, обусловлена большей степенью повышения давления в цилиндрах двигателя.

Таблица 3 – Основные параметры двигателей, устанавливаемых на самолете Robin ATL (п. 1 таблицы 1)

№	Двигатель	Располагаемая мощность, кВт	Частота вращения коленвала / воздушного винта, об/мин	Рабочий объем, л	Степень повышения давления
1	Limbach L 2000 DA 2	55	3200	1,994	8,5
2	Societe JRX4T60/A	48	3200	2,05	7,7

Согласно выражению (2) снижение уровня шума ЛВС на местности на 3,3 дБА при уменьшении располагаемой мощности СУ от 55 до 48 кВт достигается, когда коэффициент $K_2 = 5,6$, что существенно выше рекомендуемого в стандарте ИКАО значения данного параметра при отсутствии данных летных испытаний и несколько выше опубликованных данных для звездообразных поршневых двигателей воздушного охлаждения [27] – [29].

Таким образом, можно констатировать, что для оценки влияния располагаемой мощности СУ на уровни шума ЛВС на местности, когда в состав СУ входят 4-х тактные 4-х цилиндровые с горизонтально оппозитным расположением цилиндров и воздушной системой охлаждения двигатели согласно выражению (2) целесообразно использовать коэффициент $K=5,6$.

2.2 Пример комплексной оценки влияния числа Маха законцовки лопасти воздушного винта, располагаемой мощности двигателя и глушителя

В базе данных EASA представлена информация о самолете Fournier RF 4D (п. 2 и 3 таблицы 1).

В п. 3 таблицы 1 рассмотрены самолеты с двумя различными двигателями Limbach L 1700 ED 2 [32] и Sauer Flugmotorenbau S 1800-1-ES0 [33] с одинаковыми воздушными винтами MT-Propeller Entwicklung MT 133 L 100-1A, при этом на двигателе Limbach L 1700 ED 2 установлен глушитель шума выхлопа.

В п. 2 таблицы 1 на самолетах Fournier RF 4D устанавливаются двигатели типа Limbach L 1700 EA.A и можно оценить влияние глушителя шума выхлопа ДВС на уровни шума данного ЛВС на местности. Как видно эффективность снижения уровня шума от установки глушителя шума выхлопа ДВС составляет 4,6 дБА. Данная эффективность глушителя соответствует средней эффективности снижения уровней шума однодвигательных ЛВС с максимальной взлетной массой 390-1150 кг при установке глушителей в системе выхлопа ДВС, ранее полученной автором в работе [19].

Рассмотрим более подробно характеристики двигателей, устанавливаемых на самолете Fournier RF 4D, их основные параметры представлены в таблице 4.

Отметим, что двигатели являются горизонтально оппозитными 4-х тактными бензиновыми. В таблице 4 представлена информация о максимальной располагаемой мощности СУ на взлетном режиме работы при соответствующей частоте вращения коленвала, рабочий объем, степень повышения давления в цилиндрах, расчетная частота основного тона двигателя и воздушного винта в третьоктавных полосах частот, и амплитудная коррекция стандартного А-фильтра (ΔSPL) согласно ГОСТ 17187-2010 [34] при пересчете уровня звукового давления (в дБ) на частоте основных тонов ДВС и воздушного винта в метрику дБА. В данном случае, поскольку на двигателях не предусмотрены редукторы, и они являются четырехтактными четырехцилиндровыми, а воздушный винт двухлопастным, то частоты основных тонов двигателя и воздушного винта совпадают.

Таблица 4 – Основные параметры двигателей, устанавливаемых на самолете Fournier RF 4D (п. 3 таблицы 1)

№	Двигатель	Располагаемая мощность, кВт	Частота вращения коленвала, об/мин	Рабочий объем, л	Степень повышения давления	Частота основного тона двигателя и воздушного винта, Гц	ΔSPL при оценке в метрике дБА
1	Limbach L 1700 ED 2 (с глушителем)	41	3550	1,68	8	125	-16,1
2	Sauer Flugmotorenbau S 1800-1-ES0 (без глушителя)	44	3000	1,754	8,5	100	-19,1

С учетом данных, представленных в таблице 4, можно следующим образом объяснить снижение уровней шума самолета Fournier RF 4D (п. 3 таблицы 1) при установке двигателя большей мощности Sauer Flugmotorenbau S 1800-1-ES0 без глушителя шума выхлопа.

Ожидаемое увеличение уровня шума ЛВС за счет увеличения мощности СУ от 41 до 44 кВт при оценке согласно выражению (2) при использовании ранее полученного коэффициента $K_2=5,6$ составляет 1,7 дБА. Будем также полагать, что шум выхлопа двигателя Limbach L 1700 ED 2 с глушителем шума ниже уровня шума двигателя Sauer Flugmotorenbau S 1800-1-ES0 без глушителя на 4,6 дБА. Т.е. суммарный уровень шума двигателя Sauer Flugmotorenbau S 1800-1-ES0 без глушителя большей мощностью на 6,3 дБА выше, чем у двигателя Limbach L 1700 ED 2 с глушителем шума выхлопа.

В данном случае снижение уровней шума ЛВС Fournier RF 4D на 6,6 дБА обусловлено меньшей частотой вращения коленвала двигателя и, как следствие, меньшей окружной скоростью воздушного винта. Дополнительно при пересчете уровня звукового давления на частоте основных тонов воздушного винта и поршневого двигателя в метрику дБА уровень шума искусственно занижается на 3 дБА.

Для достижения снижения суммарного уровня шума ЛВС Fournier RF 4D (на 6,6 дБА) с учетом рассмотренного выше увеличения уровня шума при установке двигателя большей мощности без глушителя шума выхлопа (на 6,3 дБА) и снижения шума за счет меньшей частоты основного тона двигателя и воздушного винта (на 3 дБА), требуемое снижение уровня шума ЛВС на местности за счет уменьшения только числа Маха законцовки лопасти воздушного винта должно составлять 9,9 дБА. Отметим,

что данная величина получена при допущении о равенстве истинных воздушных скоростей сравниваемых самолетов при выполнении сертификационных пролетов.

В данном случае коэффициент K_1 в выражении (1) $K_1=13,6$, что несколько ниже рекомендуемого в стандарте ИКАО [1] значения $K_1=15$.

Согласно полуэмпирической модели шума воздушного винта [25] – [26] его звуковая мощность пропорциональна квадрату тяги. В свою очередь, тяга воздушного винта пропорциональна частоте его вращения в квадрате:

$$T = C_T \rho_0 n^2 d^4,$$

где C_T – коэффициент тяги, ρ_0 – плотность воздуха (кг/м³).

С учетом реальных частот вращения винта (таблица 3) уменьшение частоты вращения воздушного винта на самолете Fournier RF 4D при замене двигателя Limbach L 1700 ED 2 на Sauer Flugmotorenbau S 1800-1-ES0 приводит к уменьшению тяги воздушного винта MT-Propeller Entwicklung MT 133 L 100-1A, которое согласно полуэмпирической теории приводит к снижению шума винта на 2,9 дБА.

Т.е. влияние числа Маха законцовки лопасти воздушного винта проявляется с одной стороны во влиянии характерной скорости обтекания профиля лопасти на шум воздушного винта, а с другой стороны во влиянии на тягу винта, которое также влияет на шум винтового движителя.

Таким образом, требуемое снижение уровня шума ЛВС Fournier RF 4D на местности за счет уменьшения числа Маха законцовки лопасти воздушного винта 9,9 дБА является суммой двух эффектов. Эффект снижения тяги обеспечивает уменьшение уровня шума ЛВС на 2,9 дБА, а снижение характерной скорости обтекания профиля лопасти дополнительно снижает уровень шума ЛВС на 7 дБА. Для данного снижения уровня шума ЛВС, согласно выражению (1), коэффициент $K_1=9,6$.

Меньшая окружная скорость и тяга воздушного винта, а также меньшая частота основного тона воздушного винта и двигателя обеспечили СУ самолета Fournier RF 4D с поршневым двигателем Sauer Flugmotorenbau S 1800-1-ES0 без глушителя шума выхлопа снижение уровня шума по сравнению с СУ с поршневым двигателем Limbach L 1700 ED 2 с глушителем шума выхлопа на 6,6 дБА.

2.3 Оценка влияния взлетной массы

Для корректной оценки влияния взлетной массы на уровни шума ЛВС на местности в базе данных EASA [21] выбраны одни и те же самолеты с различной максимальной взлетной массой, но при этом с одинаковой силовой установкой.

В этом случае изменение взлетной массы ЛВС может быть связано с необходимостью перевозки большей массы груза или в необходимости обеспечения большей дальности полета за счет увеличения объемов топливных баков. Также к изменению массы может приводить модификация систем самолета и конструкции.

Основной задачей анализа базы данных EASA в данном случае является определение коэффициента K_3 , который необходим для оценки влияния взлетной массы на уровни шума ЛВС в соответствии с выражением (3).

В качестве примера в таблице 5 представлена информация по 6-ти ЛВС, для которых выполнялась обработка данных сертификационных испытаний с целью получения эмпирического коэффициента K_3 . В таблице 5 приведены максимальные взлетные массы и уровни шума на местности (OASPL, дБА), а также расчетные коэффициенты K_3 .

Для получения данного коэффициента в общей сложности были рассмотрены

20 однодвигательных ЛВС, информация об акустической сертификации которых согласно требованиям главы 10 стандарта ИКАО представлена в базе данных EASA [21]. Среднее значение коэффициента K_3 составляет 5,3, при этом минимальное значение данного коэффициента 1,1, а максимальное 10,8.

Полученная величина $K_3 = 5,3$ несколько выше значения, полученного ранее на основе анализа положений стандарта ИКАО ($K_3 = 3,57$). Полученный коэффициент $K_3 = 5,3$ может использоваться на начальных этапах проектирования для оценки влияния максимальной взлетной массы на уровни шума ЛВС в соответствии с выражением (3).

Таблица 5 – Результаты расчета эмпирического коэффициента K_3 на основе анализа базы данных сертификационных испытаний EASA [21]

№	Держатель сертификата типа	Обозначение типа ЛВС	MTOW, кг	OASPL, дБА	Коэффициент K_3
1	AMS - flight, d.o.o.	Carat A	490	62,4	1,1
			470	62,2	
2	Alexander Schleicher GmbH Co. Segelflugzeugbau	ASH 31 Mi	700	64,2	2,2
			630	63,2	
3	DG Aviation GmbH	DG-808C	600	61,5	7,6
			525	57,1	
4	Aviat Aircraft Inc.	A-1	816	72,8	10,8
			857	75,1	
5	Issoire Aviation	APM40 (Simba)	985	78,5	9,2
			916	75,6	
6	AQUILA Aviation International GmbH	AT01-200	800	65,2	8,9
			750	62,7	

Заключение

На основе положений главы 10 и добавления 6 стандарта ИКАО [1] представлены выражения и эмпирические коэффициенты, с помощью которых можно оценить влияние следующих параметров на уровни шума ЛВС на местности:

- характерного числа Маха в концевом сечении лопасти воздушного винта,
- располагаемой мощности СУ,
- максимальной взлетной массы ЛВС.

В базе данных сертификационных испытаний EASA выбраны ЛВС, для которых выполнена оценка влияния располагаемой мощности двигателя и максимальной взлетной массы самолета на уровни шума ЛВС.

Показано, что для оценки влияния располагаемой мощности СУ на уровни шума ЛВС на местности, когда в состав СУ входят 4-х тактные 4-х цилиндровые с горизонтально опозитным расположением цилиндров и воздушной системой охлаждения двигателя согласно выражению (2) целесообразно использовать коэффициент $K_2 = 5,6$.

Показано, что для оценки влияния максимальной взлетной массы на уровни шума ЛВС на местности согласно выражению (3) целесообразно использовать коэффициент $K_3 = 5,3$ для однодвигательных самолетов.

Выполнена комплексная оценка влияния числа Маха законцовки лопасти

воздушного винта, располагаемой мощности двигателя и глушителя. Получено хорошее согласование расчетных данных с результатами летных сертификационных испытаний самолета Fournier RF 4D.

По результатам выполненных оценок можно констатировать, что снижение окружной скорости воздушного винта и установка глушителей шума выхлопа ДВС – важнейшие концепции при снижении уровней шума ЛВС с ДВС на местности.

Снижение числа Маха законцовки лопасти воздушного винта проявляется в трех эффектах, снижающих уровень шума ЛВС на местности:

- снижение тяги воздушного винта,
- снижение характерной скорости обтекания профиля лопасти воздушного винта,
- искусственное занижение уровня звукового давления основного тона воздушного винта в метрике дБА при уменьшении частоты вращения.

Рекомендуемый в стандарте ИКАО коэффициент $K_1 = 15$, вероятнее всего, подразумевает под влиянием числа Маха законцовки лопасти воздушного винта помимо характерной скорости обтекания профиля лопасти еще и влияние на тягу. И в этом случае нет никаких противоречий между рекомендуемым стандартом ИКАО коэффициентом и полуэмпирической моделью шума воздушного винта.

Полученные в работе результаты не противоречат ранее опубликованным работам автора [19] – [20] и дополняют их, а также согласуются с результатами исследований других авторов [35] – [37].

Таким образом, представленные подходы к оценке влияния основных параметров на уровни шума легкомоторных самолетов могут использоваться на начальных этапах акустического проектирования данного класса самолетов.

Отметим также, что рассмотренные в работе подходы к параметрической оценке уровней шума ЛВС на местности могут быть также использованы при проектировании малошумных беспилотных воздушных судов (БВС) самолетного типа с аналогичными силовыми установками. Согласно ГОСТ Р 56122-2014 [38] требования к шуму БВС на местности в соответствии со стандартом ИКАО [1] и Федеральными авиационными правилами существующих категорий воздушных судов будут применяться к БВС при условии использования аналогичных конструкций и двигательных систем. Оценивать влияние рассмотренных в работе параметров можно также в контексте их влияния на границы слышимости и акустической заметности БВС.

В качестве дополнительного развития положений настоящей работы следует также считать разработку эквивалентной методики акустической сертификации семейства легких винтовых самолетов с модифицированной силовой установкой. В части модификации СУ семейства ЛВС следует рассматривать: незначительное изменение числа лопастей и диаметра, изменение законцовки лопасти воздушного винта, модификацию глушителей шума выхлопа ДВС, установку двигателя с большей мощностью, изменение максимальной взлетной массы ЛВС и т.д. Наличие такой методики, верифицированной сертификационным центром, существенным образом сократит сроки и затраты на акустическую сертификацию модифицированных вариантов отечественных легкомоторных самолетов.

Список использованных источников

1. Международные стандарты и рекомендуемая практика. Приложение 16 к Конвенции о международной гражданской авиации. Охрана окружающей среды. Т. 1. Авиационный шум. Изд. 8. – 2017.

2. Нормы летной годности. Сертификация воздушных судов по шуму на местности. НЛГ 36. – 2022. – 6 с.
3. Чернышов П.С., Кузнецов П.Н. Экспериментальное исследование шума винтокольцевого движителя // *Noise Theory and Practice*. – 2025. – Т. 11. – № 2 (41). – С. 69–81.
4. Simon F., Schiller N.H., Zawodny N.S., Pettingill N.A., Galles M.B. Fundamental noise characterization of a ducted propeller in hover // *INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings*. – 2023. – Vol. 265. – № 7. – P. 657-667. DOI: 10.3397/in_2022_0091
5. Zheng Ch., Chen W., Wu H., Zhou P., Zhong S., Zhang X. Development of a low-noise and high-efficiency propeller using divergent riblet surface pattern // *AIAA Journal*. – 2023. – Vol. 61. – № 4. – P. 1876-1880. DOI: 10.2514/1.j062602
6. Копьев В.Ф., Остриков Н.Н., Фараносов Г.А., Титарев В.А., Денисов С.Л., Акинъшин Р.В. О механизме боковой асимметрии излучения шума воздушного винта, установленного вблизи крыла // *Акустический журнал*. – 2024. – Т. 70. – № 5. – С. 692-709. DOI: 10.31857/S0320791924050053
7. Титарев В.А., Фараносов Г.А., Чернышев С.А., Батраков А.С. Численное моделирование влияния взаимного расположения винта и пилона на шум турбовинтового самолета // *Акустический журнал*. – 2018. – Т. 64. – № 6. – С. 737-751. DOI: 10.1134/S0320791918060126
8. Ivanov N., Shashurin A., Burakov A. Determination of the influence of structural elements on acoustic efficiency and back pressure in exhaust and suction noise silencers // *Akustika*. – 2021. – Vol. 41. – P. 210-216. DOI: 10.36336/akustika20214210
9. Sukhovaya E., Sabirzyanov A., Nakoryakov P., Khakimzyanova J. Experimental and theoretical researches of the gas-dynamic resistance of the silencer for the exhaust system of low power ICE // *Akustika*. – 2019. – Vol. 33. – P. 76-80.
10. Лубянченко А.А. Приближенные физико-математические модели газодинамических и аэроакустических процессов в глушителях шума выпуска ДВС // *Noise Theory and Practice*. – 2015. – Т. 1. – № 2 (2). – С. 72-83.
11. Dobrzynski W. Almost 40 Years of Airframe Noise Research: What Did We Achieve? // *Journal of Aircraft*. – 2010. – Vol. 47. – No. 2. – P. 353-367. DOI: 10.2514/1.44457
12. Molin N. Airframe noise modeling and prediction // *CEAS Aeronaut J*. – 2019. – Vol. 10. – P. 11–29. DOI: 10.1007/s13272-019-00375-4
13. Gorobets A.V., Duben A.P., Kozubskaya T.K., Rodionov P.V. Approaches to the Numerical Simulation of the Acoustic Field Generated by a Multi-Element Aircraft Wing in High-Lift Configuration // *Math. Mod. Comput. Sim*. 2023. – Vol. 15. – P. 92–108. DOI: 10.1134/S2070048223010088
14. Kopiev V.F., Zaytsev M.Y., Velichko S.A., Dolotovskiy A.V., Sheviakov V.I. Determination of the aerodynamic noise of the main elements of a full-scale aircraft using a multi-microphone antenna and beamforming algorithms // *Doklady Physics*. – 2022. – Vol. 67. – P. 315–327. DOI: 10.1134/S1028335822090099
15. Stoica L.G., Mancini S., Di Marco A., de Paola E., Camussi R., Aquilini C., Kolb A., Paletta N. Experimental Investigation and Numerical Modeling of Noise Generated by Installed Pusher Propellers // *Journal of Aircraft*. – 2025. – Vol. 62. – No. 5. – P. 1217-1229. DOI: 10.2514/1.C037968
16. Denisov S.L., Ostrikov N.N., Granich V.Y. Problems of aviation power plants noise reduction by means of shielding effect // *Acoustical Physics*. – 2021. – Vol. 67. – P. 293-297. DOI: 10.1134/S1063771021030027
17. Chirico G., Barakos G.N., Bown N. Computational Aeroacoustic Analysis of Propeller

Installation Effects // Proceedings of the 43rd European Rotorcraft Forum. Milan. Italy. – 2017.

18. Moshkov P., Pogosyan M. The concept of acoustic design of propeller-driven fixed-wing aircrafts // E3S Web of Conferences. Proceedings of the 2nd International Conference on High-Speed Transport Developmen (HSTD 2023). Les Ulis. – 2023. – N. 01006. DOI: 10.1051/e3sconf/202344601006

19. Мошков П.А., Самохин В.Ф. Проблемы проектирования легких винтовых самолетов с учетом требований по шуму на местности // Вестник Московского авиационного института. – 2021. – Т. 28. – № 1. – С. 19-34. DOI: 10.34759/vst-2021-1-19-34

20. Moshkov P., Samokhin V., Yakovlev A., Bolun C. The problems of selecting the power plant for light propeller-driven aircraft and unmanned aerial vehicle taking into account the requirements for community noise // Akustika. – 2021. – Vol. 39. – P. 164-169. DOI: 10.36336/akustika202139162

21. Light propeller driven aeroplanes noise database. <https://www.easa.europa.eu/en/domains/environment/easa-certification-noise-levels> (Дата обращения 03.12.2024)

22. Мошков П.А., Самохин В.Ф. Исследование влияния зазора между толкающим воздушным винтом и крылом на уровень шума легкого самолета на местности // Ученые записки ЦАГИ. – 2016. – Т. 47. – № 6. – С. 55-60.

23. Мошков П.А., Самохин В.Ф. Оценка влияния числа лопастей и диаметра на шум воздушного винта // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. – 2016. – Т. 15. – № 3. – С. 25-34. DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-3-25-34

24. Мошков П.А. Прогнозирование и снижение шума на местности легких винтовых самолетов: автореф. дис. канд. техн. наук. – М.: МАИ –2015. – 24 с.

25. Мошков П.А., Самохин В.Ф. Интегральная модель шума винтомоторной силовой установки // Инженерно-физический журнал. – 2018. – Т. 91. – № 2. – С. 353-360.

26. Самохин В.Ф. Полуэмпирический метод прогноза шума воздушного винта // Инженерно-физический журнал. – 2012. – Т. 85. – № 5. – С. 1064-1072.

27. Самохин В.Ф., Мошков П.А. Акустические характеристики легкого винтового самолета с двигателем внутреннего сгорания // Труды МАИ. – 2012. – № 57. – С. 6.

28. Самохин В.Ф., Мошков П.А. Исследование акустических характеристик легкого винтового самолета "ВИЛЬГА-35А" на режимах горизонтального полета // Вестник Московского авиационного института. – 2014. – Т. 21. – № 2. – С. 55-65.

29. Самохин В.Ф., Мошков П.А. Экспериментальное исследование акустических характеристик силовой установки самолета "АН-2" в статических условиях // Труды МАИ. – 2015. – № 82. – С. 17.

30. Limbach Flugmotoren GmbH & Co. KG. Operating and Maintenance Manual Limbach L 2000 Engine for Powered Gliders and Very Light Aircraft. – 2016. – P. 48.

31. Motores JPX 4T60 Caracteristicas Engines. Режим доступа: <http://www.ultraligero.net/Descargas/Manuales/JPX/4t60.htm> (дата обращения 01.09.2020)

32. Limbach Flugmotoren GmbH & Co. KG. Operating and Maintenance Manual Limbach L 1700 Engine for Powered Gliders and Very Light Aircraft. – 2016. – P. 48.

33. S 1800 -1-ES1 S 1800 -1-ES1C S 1800 -1-RS1 – Sauer Motoren. Режим доступа: <http://www.sauer-flugmotorenbau.de/resources/DatenblattS1800neu.pdf> (дата обращения 01.09.2020)

34. ГОСТ 17187-2010 (IEC 61672-1:2002) Шумомеры. Часть 1. Технические требования. – М.: Стандартинформ. 2012. – 32 с.

35. Metzger, F.B. An assessment of propeller aircraft noise reduction technology. NASA . – N. CR-198237. – 1995. – P. 123.

36. Succi G.P. et al. Noise and Performance of Propellers for Light Aircraft // NASA Contract. – N. NAS1-15154. – 1980. – P. 23.
37. Heller H., Dahlen H., Dobrzynski W. Acoustics of ultralight airplanes // Journal of Aircraft. – 1990. – Vol. 27. – No. 6. – P. 529–535. DOI: 10.2514/3.25315
38. ГОСТ Р 56122-2014. Воздушный транспорт. Беспилотные авиационные системы. Общие требования. – М.: Стандартиформ, 2015. – 9 с.

References

1. Environmental Protection. Annex 16 to the Convention on International Civil Aviation. Vol. 1. Aircraft noise. 8 ed. Monreal, Canada, ICAO. – 2017.
2. Airworthiness standards. Certification of aircraft for noise on the ground. NLG 36. – 2022. – P. 6.
3. Chernyshov P.S., Kuznetsov P.N. Experimental study of an impeller propulsion system noise // Noise Theory and Practice. – 2025. – Vol. 11. – № 2 (41). – P. 69–81.
4. Simon F., Schiller N.H., Zawodny N.S., Pettingill N.A., Galles M.B. Fundamental noise characterization of a ducted propeller in hover // INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings. – 2023. – Vol. 265. – № 7. – P. 657-667. DOI: 10.3397/in_2022_0091
5. Zheng Ch., Chen W., Wu H., Zhou P., Zhong S., Zhang X. Development of a low-noise and high-efficiency propeller using divergent riblet surface pattern // AIAA Journal. – 2023. – Vol. 61. – № 4. – P. 1876-1880. DOI: 10.2514/1.j062602
6. Kopiev V.F., Ostrikov N.N., Faranosov G.A., Titarev V.A., Denisov S.L., Akinshin R.V. On the mechanism of lateral asymmetry of noise radiation from a propeller installed near a wing // Acoustical Physics. – 2024. – Vol. 70. – N. 5. – P. 833-849. DOI: 10.1134/S1063771024601729
7. Titarev V.A., Faranosov G.A., Chernyshev S.A., Batrakov A.S. Numerical modeling of the influence of the relative positions of a propeller and pylon on turboprop aircraft noise // Acoustical Physics. – 2018. – Vol. 64. – N. 6. – P. 760-773. DOI: 10.1134/S1063771018060118
8. Ivanov N., Shashurin A., Burakov A. Determination of the influence of structural elements on acoustic efficiency and back pressure in exhaust and suction noise silencers // Akustika. – 2021. – Vol. 41. – P. 210-216. DOI: 10.36336/akustika20214210
9. Sukhovaya E., Sabirzyanov A., Nakoryakov P., Khakimzyanova J. Experimental and theoretical researches of the gas-dynamic resistance of the silencer for the exhaust system of low power ICE // Akustika. – 2019. – Vol. 33. – P. 76-80.
10. Lubianchenko A.A. The approximate physical and mathematical models of gas-dynamic and aero-acoustic processes in the exhaust mufflers of ICE // Noise Theory and Practice. – 2015. – Vol. 1. – № 2 (2). – P. 72-83.
11. Dobrzynski W. Almost 40 Years of Airframe Noise Research: What Did We Achieve? // Journal of Aircraft. – 2010. – Vol. 47. – No. 2. – P. 353-367. DOI: 10.2514/1.44457
12. Molin N. Airframe noise modeling and prediction // CEAS Aeronaut J. – 2019. – Vol. 10. – P. 11–29. DOI: 10.1007/s13272-019-00375-4
13. Gorobets A.V., Duben A.P., Kozubskaya T.K., Rodionov P.V. Approaches to the Numerical Simulation of the Acoustic Field Generated by a Multi-Element Aircraft Wing in High-Lift Configuration // Math. Mod. Comput. Sim. 2023. – Vol. 15. – P. 92–108. DOI: 10.1134/S2070048223010088
14. Kopiev V.F., Zaytsev M.Y., Velichko S.A., Dolotovskiy A.V., Sheviakov V.I. Determination of the aerodynamic noise of the main elements of a full-scale aircraft using a

multi-microphone antenna and beamforming algorithms // *Doklady Physics*. – 2022. – Vol. 67. – P. 315–327. DOI: 10.1134/S1028335822090099

15. Stoica L.G., Mancini S., Di Marco A., de Paola E., Camussi R., Aquilini C., Kolb A., Paletta N. Experimental Investigation and Numerical Modeling of Noise Generated by Installed Pusher Propellers // *Journal of Aircraft*. – 2025. – Vol. 62. – No. 5. – P. 1217-1229. DOI: 10.2514/1.C037968

16. Denisov S.L., Ostrikov N.N., Granich V.Y. Problems of aviation power plants noise reduction by means of shielding effect // *Acoustical Physics*. – 2021. – Vol. 67. – P. 293-297. DOI: 10.1134/S1063771021030027

17. Chirico G., Barakos G.N., Bown N. Computational Aeroacoustic Analysis of Propeller Installation Effects // *Proceedings of the 43rd European Rotorcraft Forum*. Milan. Italy. – 2017.

18. Moshkov P., Pogosyan M. The concept of acoustic design of propeller-driven fixed-wing aircrafts // *E3S Web of Conferences*. Proceedings of the 2nd International Conference on High-Speed Transport Developmen (HSTD 2023). Les Ulis. – 2023. – N. 01006. DOI: 10.1051/e3sconf/202344601006

19. Moshkov P.A., Samokhin V.F. Problems of light propeller-driven airplane design with regard to community noise requirements // *MAI Aerospace Journal*. – 2021. – Vol. 28. – N. 1. – P. 19-34. DOI: 10.34759/vst-2021-1-19-34

20. Moshkov P., Samokhin V., Yakovlev A., Bolun C. The problems of selecting the power plant for light propeller-driven aircraft and unmanned aerial vehicle taking into account the requirements for community noise // *Akustika*. – 2021. – Vol. 39. – P. 164-169. DOI: 10.36336/akustika202139162

21. Light propeller driven aeroplanes noise database. <https://www.easa.europa.eu/en/domains/environment/easa-certification-noise-levels> (Accessed 03 December 2024)

22. Moshkov P.A., Samokhin V.F. Investigation of the effect of the gap between the pusher propeller and the wing on the community noise level of a light aircraft // *TsAGI Science Journal*. – 2016. – Vol. 47. – N. 6. – P. 55-60.

23. Moshkov P.A., Samokhin V.F. Evaluation of the effect of the number of blades and diameter on the noise of the propeller // *Bulletin of Samara University. Aerospace engineering, technology and mechanical engineering*. – 2016. – Vol. 15. – N. 3. – P. 25-34. DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-3-25-34

24. Moshkov P.A. Prediction and reduction community noise of the light propeller-driven aircrafts. PhD Thesis, MAI. – Moscow. – 2015. – P. 24.

25. Moshkov P.A., Samokhin V.F. Integral model of noise of an engine-propeller power plant // *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*. – 2018. – Vol. 91. – N. 2. – P. 332-338. DOI: 10.1007/s10891-018-1753-8

26. Samokhin V.F. Semiempirical method for estimating the noise of a propeller // *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*. – 2012. – Vol. 85. – N. 5. – P. 1157-1166. DOI: 10.1007/s10891-012-0758-y

27. Samokhin V.F., Moshkov P.A. Acoustic characteristics of a light propeller-driven aircraft with an internal combustion engine // *Trudy MAI*. – 2012. – N. 57. – P. 6.

28. Samokhin V.F., Moshkov P.A. Study of acoustic characteristics of the VILGA-35A light propeller-driven aircraft on level flight conditions // *MAI Aerospace Journal*. – 2014. – Vol. 21. – N. 2. – P. 55-65.

29. Samokhin V.F., Moshkov P.A. Experimental study of acoustic characteristics of the AN-2 aircraft power plant under static conditions // *Trudy MAI*. – 2015. – N. 82. – P. 17.

30. Limbach Flugmotoren GmbH & Co. KG. Operating and Maintenance Manual Limbach L 2000 Engine for Powered Gliders and Very Light Aircraft. – 2016. – P. 48.

-
31. Motores JPX 4T60 Caracteristicas Engines. Режим доступа: <http://www.ultraligero.net/Descargas/Manuales/JPX/4t60.htm> (дата обращения 01.09.2020)
 32. Limbach Flugmotoren GmbH & Co. KG. Operating and Maintenance Manual Limbach L 1700 Engine for Powered Gliders and Very Light Aircraft. – 2016. – P. 48.
 33. S 1800 -1-ES1 S 1800 -1-ES1C S 1800 -1-RS1 – Sauer Motoren. Режим доступа: <http://www.sauer-flugmotorenbau.de/resources/DatenblattS1800neu.pdf> (дата обращения 01.09.2020)
 34. GOST 17187-2010 (IEC61672-1:2002). Sound level meters – Part 1: Specifications . Moscow. Standartinform. – 2012. – P. 32.
 35. Metzger, F.B. An assessment of propeller aircraft noise reduction technology. NASA . – N. CR-198237. – 1995. – P. 123.
 36. Succi G.P. et al. Noise and Performance of Propellers for Light Aircraft // NASA Contract. – N. NAS1-15154. – 1980. – P. 23.
 37. Heller H., Dahlen H., Dobrzynski W. Acoustics of ultralight airplanes // Journal of Aircraft. – 1990. – Vol. 27. – No. 6. – P. 529–535. DOI: 10.2514/3.25315
 38. GOST R 56122-2014. Air transport. Unmanned aircraft systems. General requirements. Moscow. Standartinform. – 2015. – P. 9.

УДК: 628.517.2; 629.786.2

OECD: 02.03.AI

Эволюция средств снижения шума на борту Служебного модуля Международной космической станции

Сычев А.В.¹, Олейников А.Ю.^{2*}, Нагибин Н.С.³

¹Ведущий инженер-испытатель, Ракетно-космическая корпорация «Энергия»
им. С.П. Королева, г. Королев, РФ,

²К.т.н., и.о.зав.кафедрой, Балтийский государственный технический университет
«ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, РФ,

³Инженер 1-ой категории, Ракетно-космическая корпорация «Энергия»
им. С.П. Королева, г. Королев, РФ

Аннотация

В статье рассмотрена важная проблема снижения повышенного шума на пилотируемых космических объектах. В качестве примера представлены результаты поэтапного применения средств снижения шума в Служебном модуле Международной космической станции (МКС). Проанализированы основные источники шума в Служебном модуле МКС. Представлены методы исследований и основные шумозащитные мероприятия. Описаны методы создания и отработки многослойных звукоизолирующих конструкций. Представлены результаты акустических испытаний применения таких средств снижения шума как, глушители шума, мягкие воздуховоды, виброизоляторы. Приведена эффективность постепенного внедрения средств снижения шума на МКС, позволивших снизить шум на борту служебного модуля до приемлемого уровня. Сделаны выводы о возможности применения подобных шумозащитных средств для вновь разрабатываемых пилотируемых космических аппаратов и станций, в том числе и для дальнего космоса.

Ключевые слова: международная космическая станция, МКС, служебный модуль, блок очистки атмосферы, система кондиционирования воздуха, электронасосный агрегат контура обогрева, шум, средства снижения шума, звукопоглощение, глушитель шума

The evolution of noise reduction means on board the Service module of the International Space Station

Sychev A.V.¹, Oleynikov A.Yu.^{2}, Nagibin N.S.³*

¹*Leading Test Engineer, Rocket and Space Corporation 'Energia', Korolev, Russia,*

²*Ph.D., Acting Head of Department, Baltic State Technical University 'VOENMEH'
named after D.F. Ustinov, St. Petersburg, Russia,*

³*1st Category Engineer, Rocket and Space Corporation 'Energia', Korolev, Russia*

Abstract

An important problem of excessive noise control at the manned space objects are studied. The Service module of the International Space Station (ISS) is considered as an example. Stages of noise reduction at the Service module to the acceptable level are discussed. Main noise sources of the Service module are discussed. Methods of creating and working out of multi-layer soundproofing structures are presented. Research

*E-mail: alexey.ole@gmail.com (Олейников А.Ю.)

methods and main noise protection measures are considered. Results of acoustical tests of noise reduction means application such as noise mufflers, sound absorptive coatings of the air duct and vibration isolators are presented. The effectiveness of the gradual application of noise reduction means on the ISS, which made it possible to reduce noise on board the Service module to an acceptable level, is presented. Conclusions have been made about the possibility of using such methods for newly developed manned spacecraft and stations, including for long-range space.

Keywords: International Space Station (ISS), Service module, air cleaning block, air conditioning system, electric mount assistance contour, noise, noise control means, sound absorption, noise muffler

Введение

Полеты человека в космос связаны с огромным количеством отрицательных для организма факторов. Один из таких повышенный уровень шума, который вызывает снижение слуха космонавтов, нарушения сна, увеличивает количество ошибок, снижает морально психологический статус, а также маскируют полезные сигналы, являющиеся критически важными в условиях космического полета. Все эти обстоятельства снижают безопасность космического полета [9-16].

Строительство Международной космической станции (МКС) началось с запуска функционального-грузового блока (ФГБ) в 1998 году. Служебный модуль (СМ) отправился на орбиту только два года спустя в 2000 году. Но уже в период подготовки к полетам стало понятно, что уровень шума, создаваемый системами и агрегатами СМ превышает все нормативы [1] - [2]. Что-либо изменять в конструкции СМ было уже невозможно, поэтому решили снизить уровень шума путем установки на шумящие агрегаты звукоизолирующих кожухов и использования звукопоглощающих матов, а все доработки и замену наиболее шумных агрегатов на вновь разработанные малошумные проводить уже на орбите.

Для изготовления звукоизолирующих кожухов и звукопоглощающих матов необходимо было рассчитать требуемую звукоизоляцию для каждого отдельного агрегата и практически подобрать необходимые материалы, которые при сборке в единый пакет давали бы снижение шума во всем диапазоне частот.

Снижение шума в таких многослойных пакетах достигается за счет резкого изменение волнового сопротивления материала на границах слоев, что приводит к повышенному рассеянию звуковой энергии [3].

Акустические характеристики материалов и пакетов в целом определялись в специально разработанной импедансной трубе (рисунок 2).

Рассмотрим, каким образом за счет применения различных средств удалось снизить уровень шума на борту МКС до приемлемых 65 дБА в рабочем отсеке и от 55 до 45 дБА в каютах экипажа [4].

1 Общая оценка источников шума СМ

На обитаемых космических объектах используется большое количество вентиляторов различного вида. В условиях невесомости это делается для избегания застойных зон вблизи источников выделения тепла и как следствие, их перегрева. Только на Служебном модуле подобных устройств более полусотни, что неизбежно ведет к повышенным уровням шума. На СМ помимо осевых и центробежных вентиляторов источниками шума являются разнообразные переключатели и компрессоры, которые при своей работе создают различные виды шума как постоянного, так и импульсного

(плавно нарастающие, монотонные, щелчки, свист и т.д.).

На рисунке 1 показаны основные источники шума СМ.

ЭНА КОБ - Электро-насосный агрегат контура обогрева; ВОЛ - Вентилятор обдува «Лиры»; ВПО - Вентилятор приборного отсека; ВВ2РО - Вентилятор воздуховода рабочего отсека (1 или 2); ВКЮ - Вентилятор каюты; ВСЭП - Вентилятор системы энергоснабжения; СКВ - Система кондиционирования воздуха (1 или 2); ВПхО - Воздуховод переходного отсека; ВГЖТ - Вентилятор газожидкостной теплообменника; ВАП - Вентилятор аппаратуры; ВН - Вентилятор нагрева; БОА «Воздух» - Блок очистки атмосферы; ВСУ - Вентилятор санузла

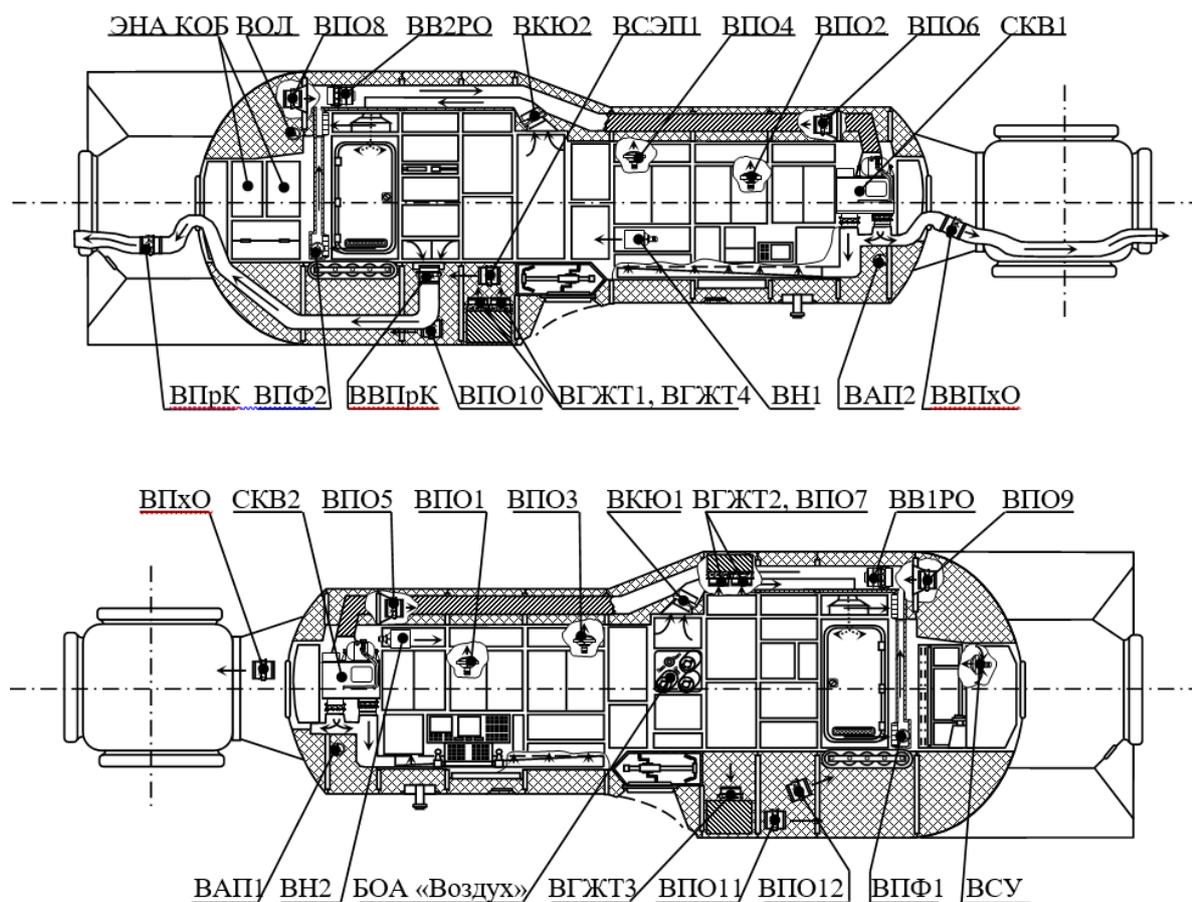


Рисунок 1 – Основные источники шума СМ

Для понимания того какая эффективность шумозащитных средств требуется для каждого агрегата в отдельности применялись различные методы, однако для понимания того как эти мероприятия работают в совокупности требовался расчет акустического поля, который был проведен различными авторами, например [5] - [6].

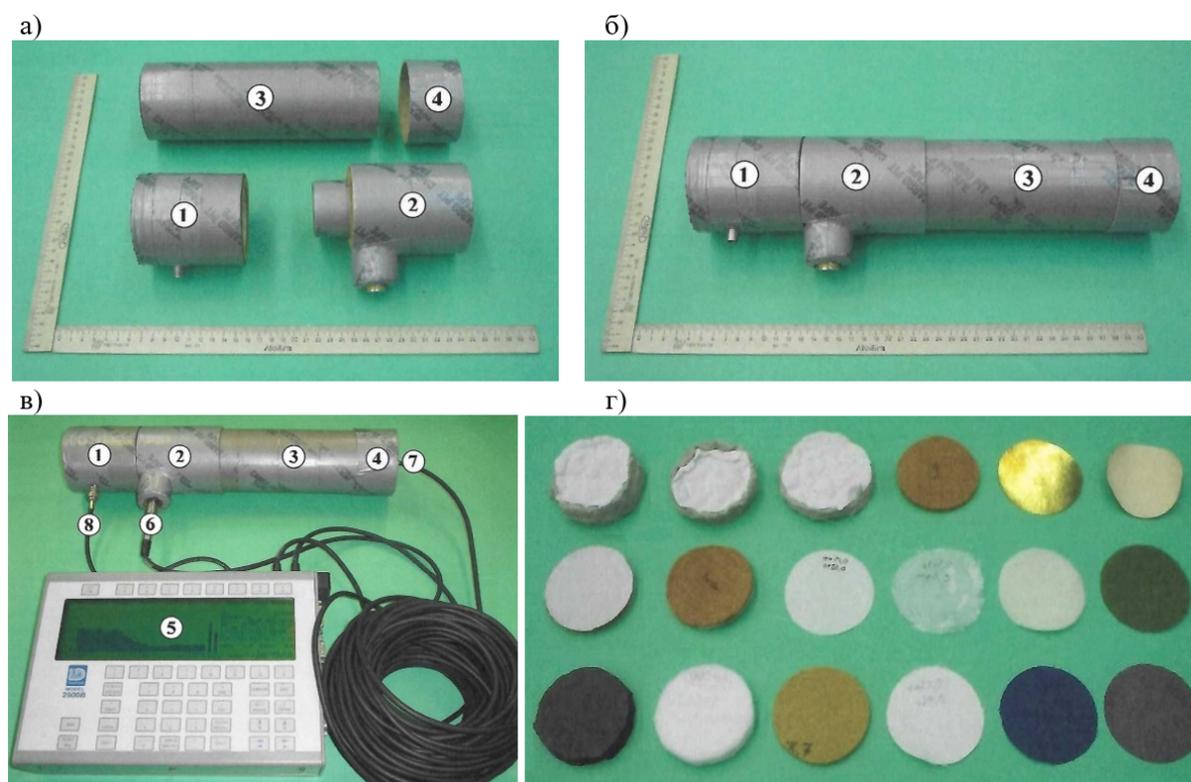
2 Материалы и методы

В условиях космического полета в звукопоглощающих конструкциях используются в основном, волокнистые и вспененные материалы с открытыми порами. Они хорошо поглощают звуковые колебания. Шумоизолирующие конструкции, в основном используются в виде многослойных пакетов на тканой или резиновой основе, такие пакеты хорошо отражают звуковые волны. Максимальная эффективность средства снижения шума достигается путем объединения этих двух типов конструкций в единые

многослойные пакеты.

Частотные зависимости коэффициента потерь при прохождении звука сквозь многослойный пакет и коэффициента отражения находились с помощью различных интерференционных методов [7] - [8].

Испытания образцов звукопоглощающих и звукоизолирующих материалов проводились в импедансной трубе (рисунок 2) с помощью двух микрофонов.



1 – камера с акустическим излучателем; 2 – камера перед испытываемым образцом; 3 – камера после испытываемого образца; 4 – торцевая заглушка; 5 – шумомер - анализатор спектра Ларсон-Дэвис 2900; 6 – измерительный микрофон настройки уровня акустического давления, 7 – измерительный микрофон предварительной оценки звукопроницаемости испытываемого образца; 8 – кабель для подачи тестового сигнала на акустический излучатель

Рисунок 2 – Импедансная труба для испытания образцов звукопоглощающих материалов: а) Импедансная труба в разобранном виде; б) Импедансная труба в собранном виде; в) Установка в собранном виде; г) Образцы звукопоглощающих материалов

Принцип работы простейшей импедансной трубы показан на рисунке 3. Акустический излучатель создает звуковую волну определенной частоты. При помощи микрофона настройки можно контролировать уровень звукового давления. Из-за малых размеров камеры, с физической точки зрения, волна максимально приближена к плоской. На рисунке волна изображена в виде дуги для облегчения визуализации процесса интерференции. Плоская волна, проходя через испытываемый образец, теряет часть своей энергии (отражение, поглощение), и уже ослабленная попадает на микрофон оценки. Разницу показаний между микрофонами в децибелах можно считать, как первоначальную оценку звукопроницаемости образца (звукопоглощение).

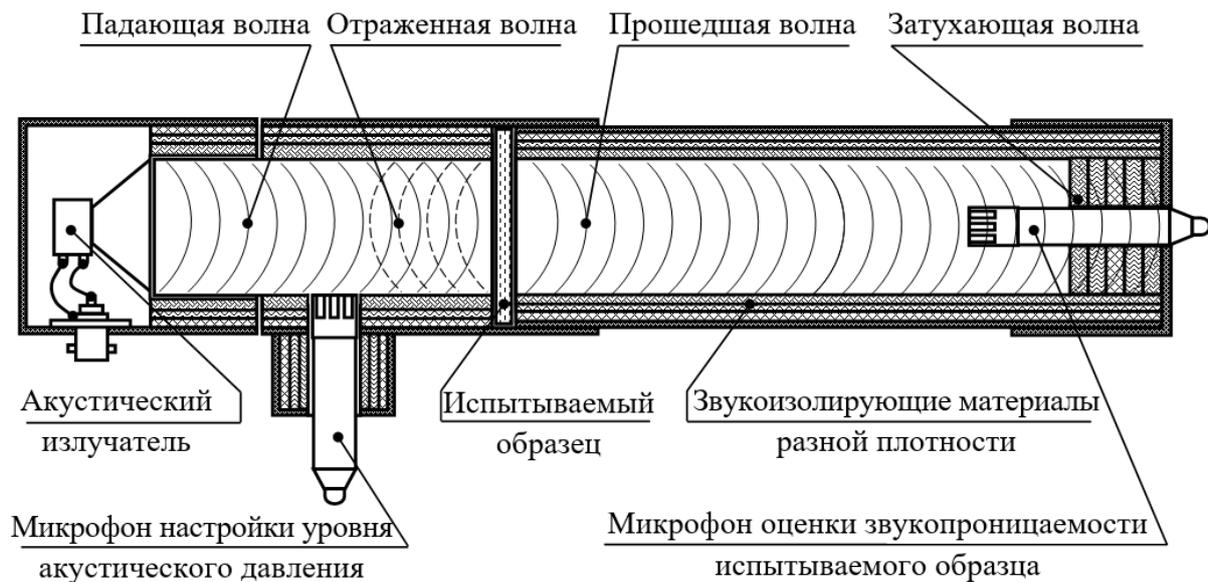


Рисунок 3 – Принцип работы импедансной трубы

На сегодняшний день применяемые методы оценки звукоизоляции образцов стали более точными. Помимо стандартных измерений в импедансных трубах, применяется 3-х микрофонный метод (рисунок 4) с установкой одного из микрофонов в жесткую преграду непосредственно за образцом, в котором непосредственно над образцом помещается датчик измерения давления-скорости частиц (микрофлуон), а в основании, на котором находился образец, встроен микрофон.



Рисунок 4 – Импедансная труба для испытания образцов

3 Шум в каюте служебного модуля МКС

На рисунке 5 показаны основные источники, влияющие на уровень шума в каюте. На рисунках 6, 7 и 9 показаны средства снижения шума для вентиляторов в каюте.

Источниками шума в каюте являются вентиляторы ВКЮ, ВВ1РО и ВПФ. Шум от этих вентиляторов распространяется как воздушным путем, так и через конструкцию (структурный шум).

Для снижения уровня шума в каюте были проведены следующие мероприятия: все вентиляторы были установлены на виброизолирующие устройства (амортизаторы), таким образом, снижая структурный шум, передающийся по конструкции.

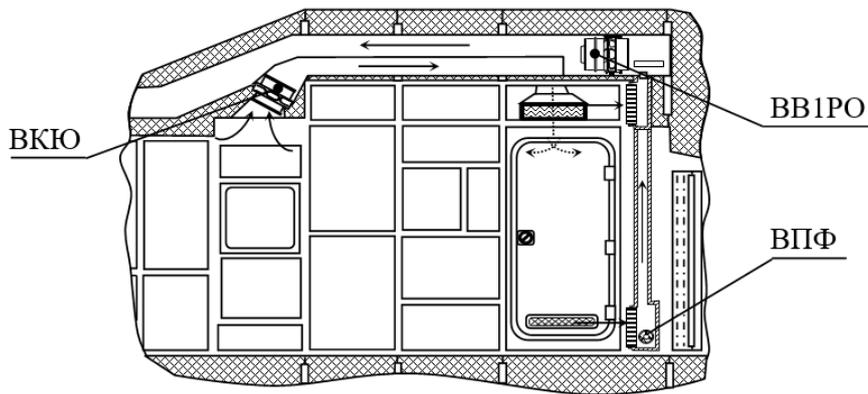


Рисунок 5 – Источники шума (правая каюта)

Далее были разработаны и внедрены многослойные мягкие воздуховоды, которые были установлены как на сами вентиляторы, так и на элементы воздуховодов. Для дренажного отверстия двери каюты был разработан лабиринтный глушитель шума.

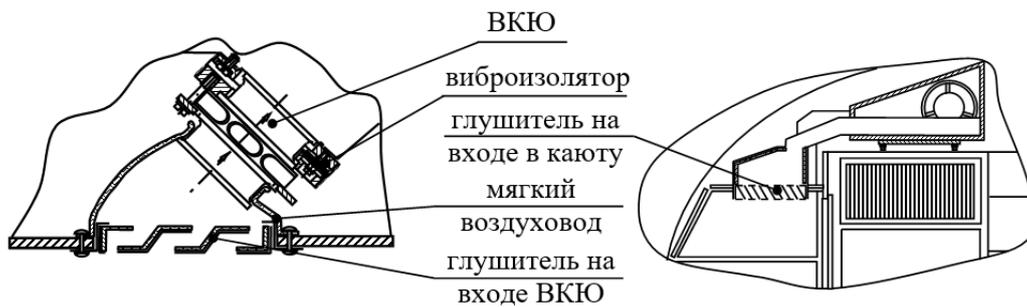


Рисунок 6 – Средства снижения шума в каюте от ВКЮ

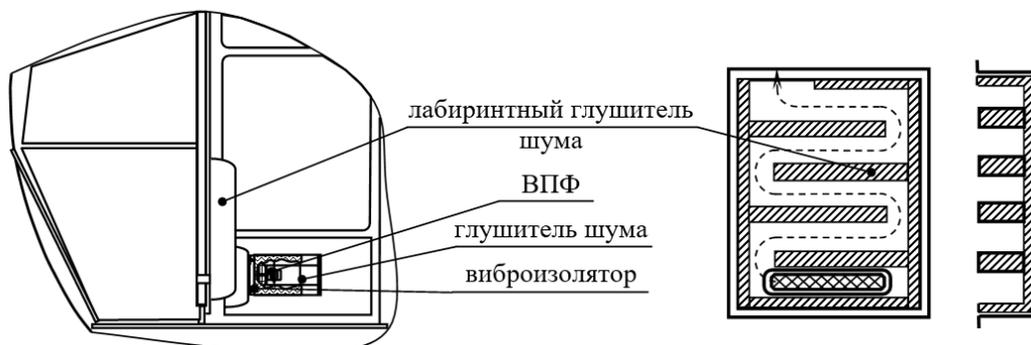


Рисунок 7 – Средства снижения шума в каюте от ВПФ

Акустические испытания (рисунок 8) показали, что применение средств снижения шума, таких как, глушитель шума на входе ВКЮ, мягкий воздуховод, виброизолятор, глушитель шума в воздуховоде на входе в каюту приводят к снижению суммарного уровня звукового давления на 4,8 дБА.

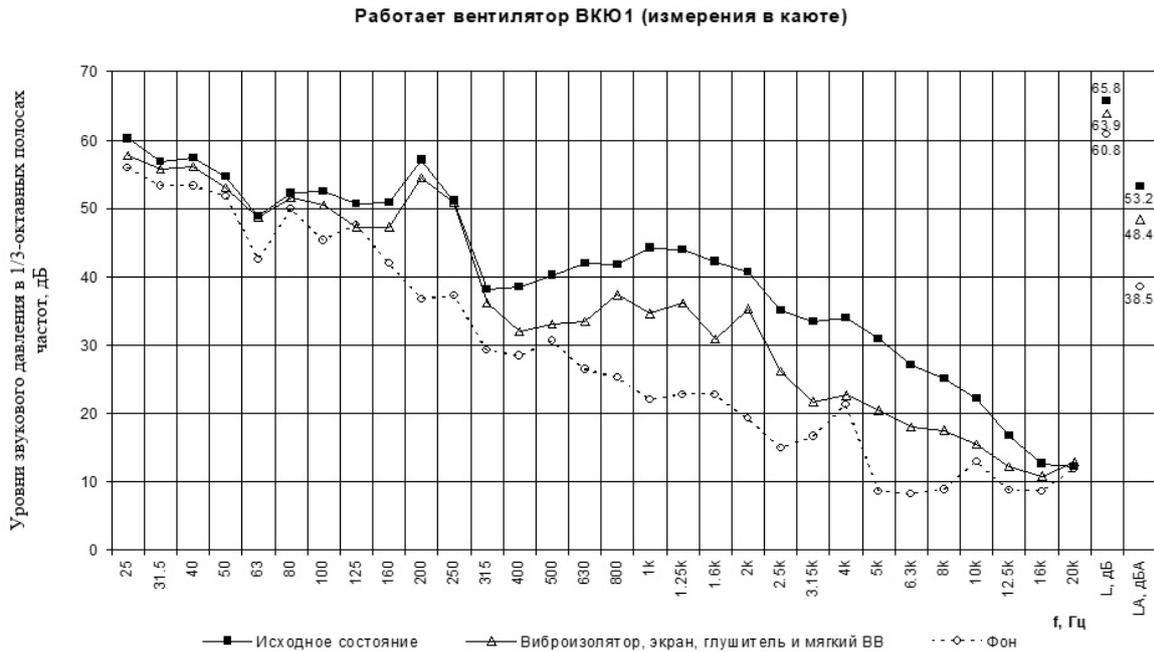


Рисунок 8 – Уровни шума в каюте от работы ВКЮ

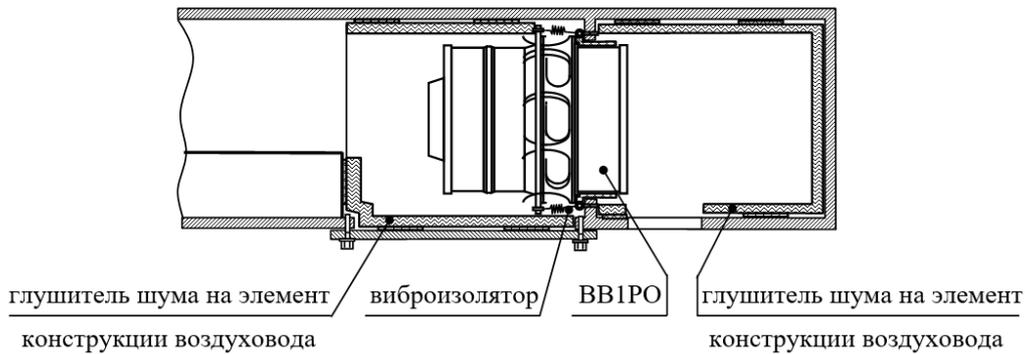


Рисунок 9 – Средства снижения шума в каюте от ВВРО

Измерения уровня звукового давления на автономных стендах проводились на расстоянии 1 м. Измерения внутри СМ проводились в контрольных измерительных точках, расположенных на продольной оси. Измерения в каюте проводились на уровне расположения головы космонавта. Все измерения проводились в соответствии со специальными методиками принятыми РКК «Энергия».

Акустические испытания показали (рисунок 10), что применение средств снижения шума, таких как глушители шума на входе и выходе вентилятора ВВРО, расположенные на элементах воздуховода, и виброизолятор приводят к снижению суммарного уровня звука на 10,6 дБА.

4 Шум от отдельно стоящих источников

Помимо прочих источников большой вклад в общий уровень шума в рабочем отсеке служебного модуля вносят отдельно стоящие вентиляторы приборного отсека (ВПО), вентиляторы аппаратуры (ВАП), вентилятор воздуховода переходной камеры (ВВПрК), система кондиционирования воздуха (СКВ), блок очистки атмосферы и электро-насосные

агрегаты контура обогрева (ЭНА КОБ).

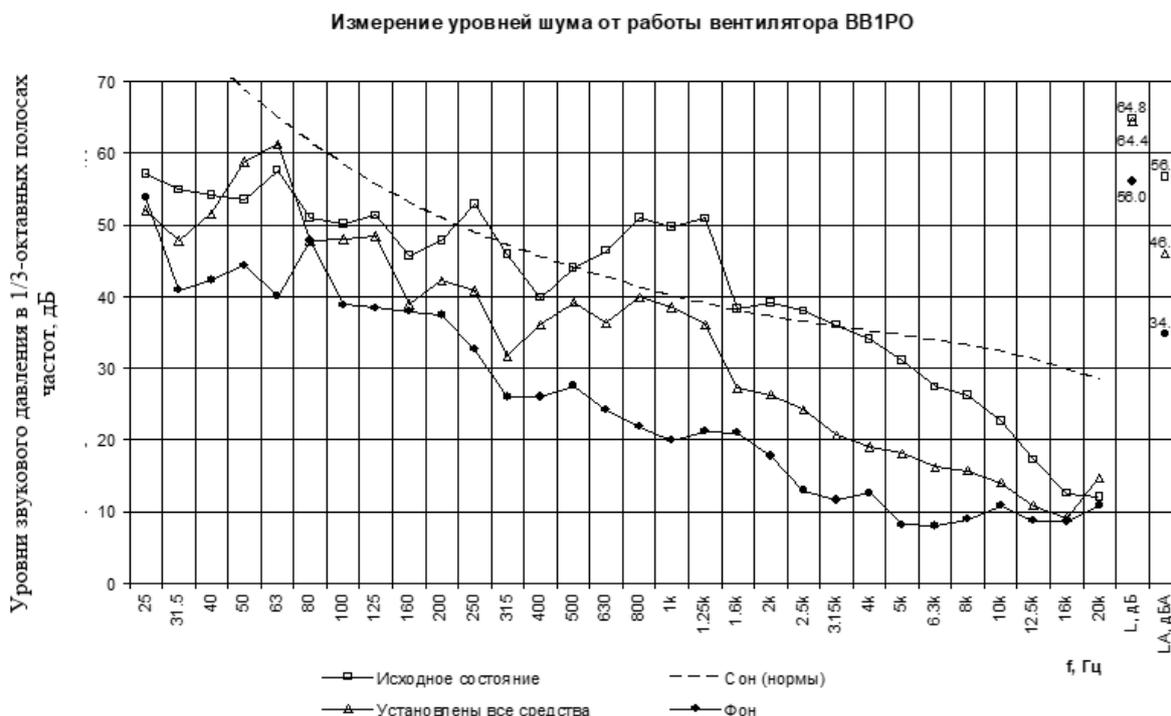


Рисунок 10 – Уровни шума в каюте от работы ВВ1РО

Вентилятор переходной камеры (ВПРК) и вентилятор воздухода переходного отсека (ВВПХО) находятся внутри мягкого воздуховода и существенного вклада в уровень шума в СМ не вносят.

Вентилятор ассенизационной санитарной установки (ВСУ) работает в кратковременном режиме и не учитывается как источник постоянного шума.

Для отдельно стоящих вентиляторов в приборном отсеке (ВПО) были разработаны глушители шума жесткого типа с центральным телом, которые устанавливаются на входе и выходе вентилятора МО-2-5008 (ВПО) (рисунок 11).

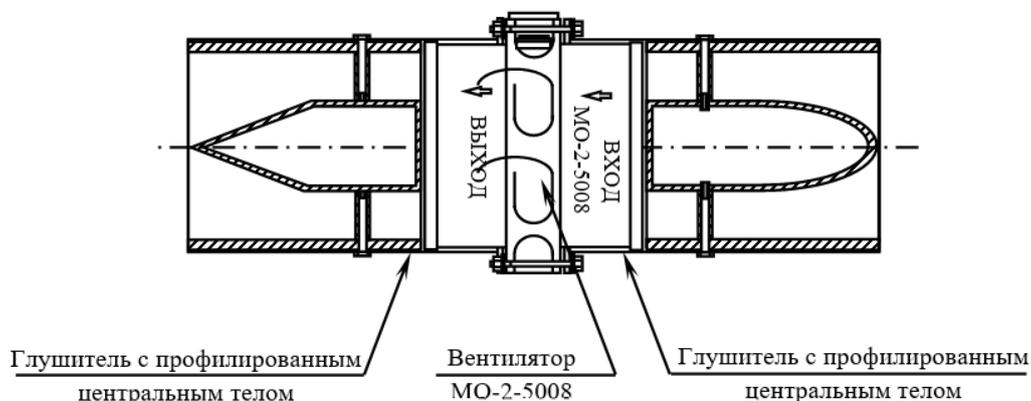


Рисунок 11 – Глушители шума жесткого типа с центральным телом на входе и выходе вентилятора МО-2-5008

На испытаниях глушители шума жесткого типа показали свою высокую эффективность (снижение шума 13,8 дБА).

Однако в процессе примерки этих глушителей на Служебном модуле выяснилось, что из-за расхождения архивных чертежей с реальным монтажом модуля, так называемым монтажом оборудования «по месту» глушители жесткого типа не удалось установить ни на один отдельно стоящий вентилятор.

Пришлось в срочном порядке разрабатывать глушители шума мягкого типа.

На рисунке 12 показаны глушители шума мягкого типа для отдельно стоящих вентиляторов.

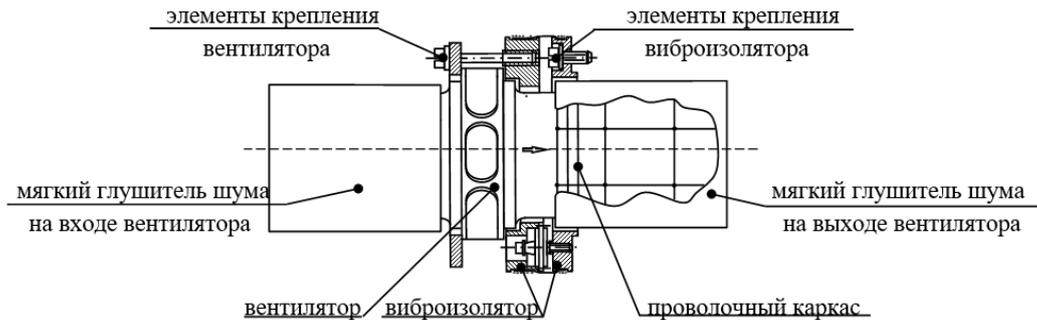


Рисунок 12 – Глушители шума мягкого типа без центрального тела на входе и выходе вентилятора МО-2-5008

На рисунке 13 представлены сравнительные испытания глушителей жесткого и мягкого типа.

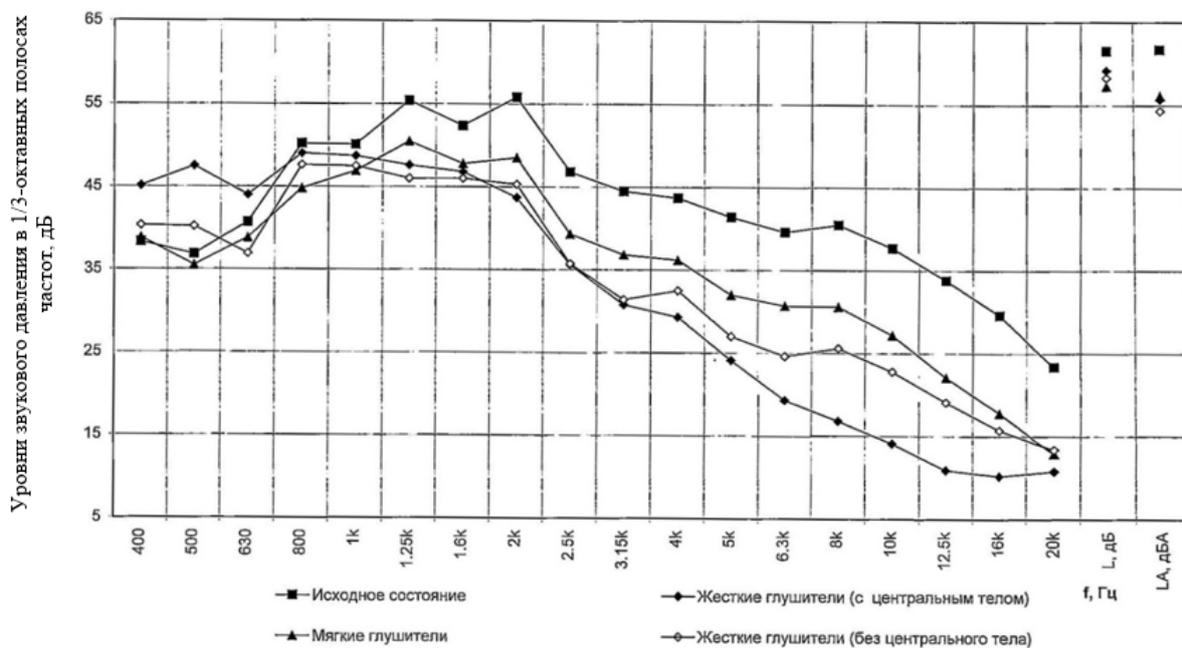


Рисунок 13 – Сравнительные испытания глушителей жесткого и мягкого типа

Из рисунка видно, что хотя глушители жесткого типа с центральным телом на частотах выше 1,25 кГц работают эффективнее глушителей мягкого типа, но по суммарному уровню отличия не значительные. Поэтому глушители мягкого типа стали основными средствами снижения шума от осевых вентиляторов на Служебном модуле.

На рисунках 14-20 представлены испытания отдельно стоящих вентиляторов без средств снижения шума (исходное состояние) и со средствами снижения шума.

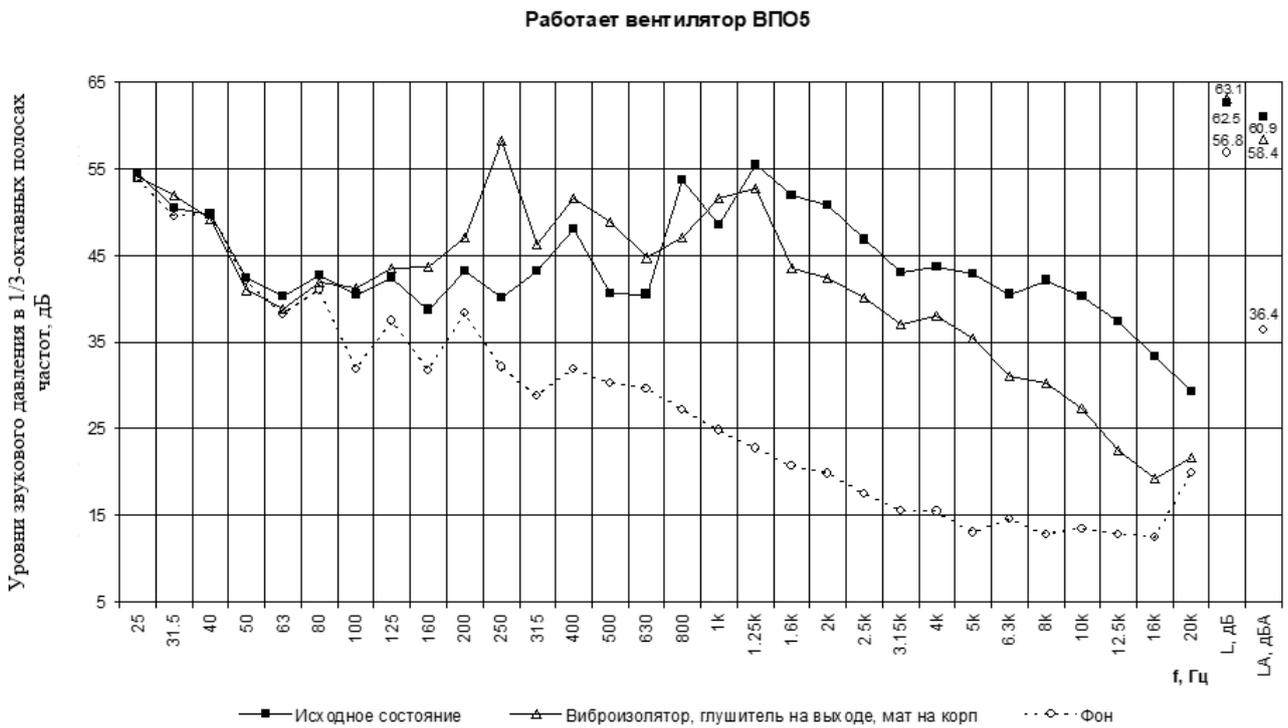


Рисунок 14 – Уровни шума от работы вентилятора ВПО5

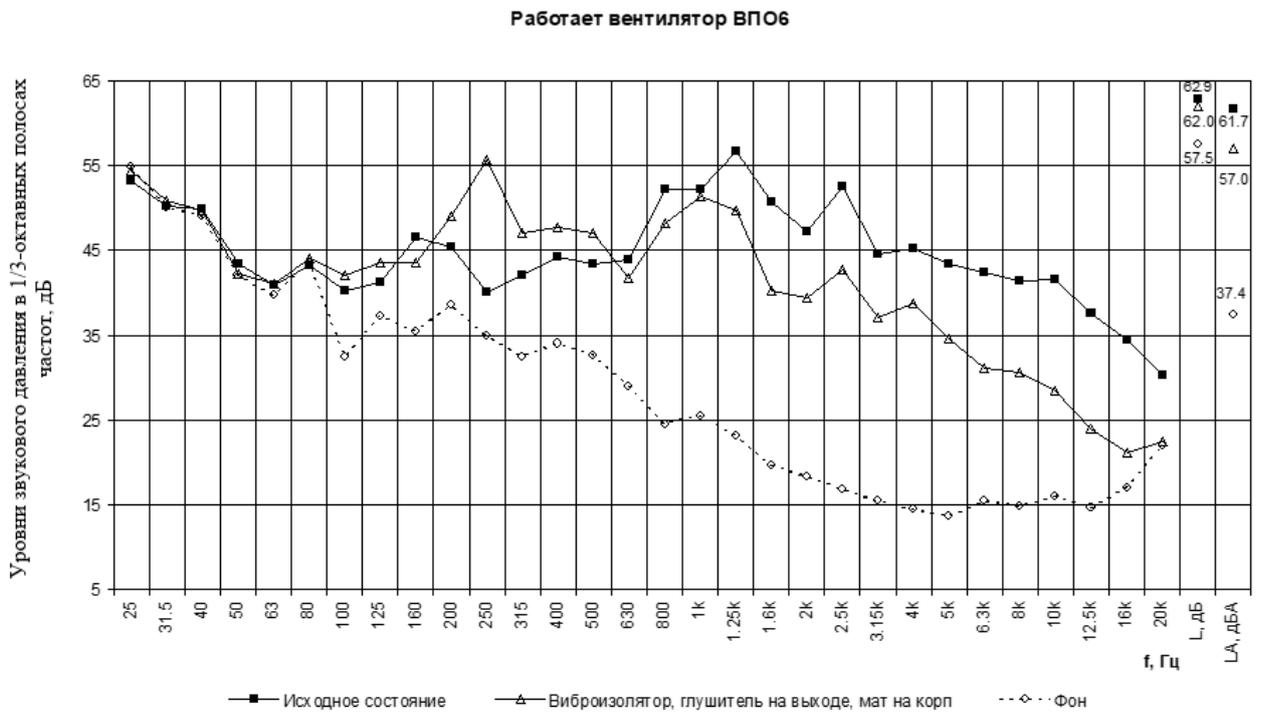


Рисунок 15 – Уровни шума от работы вентилятора ВПО6

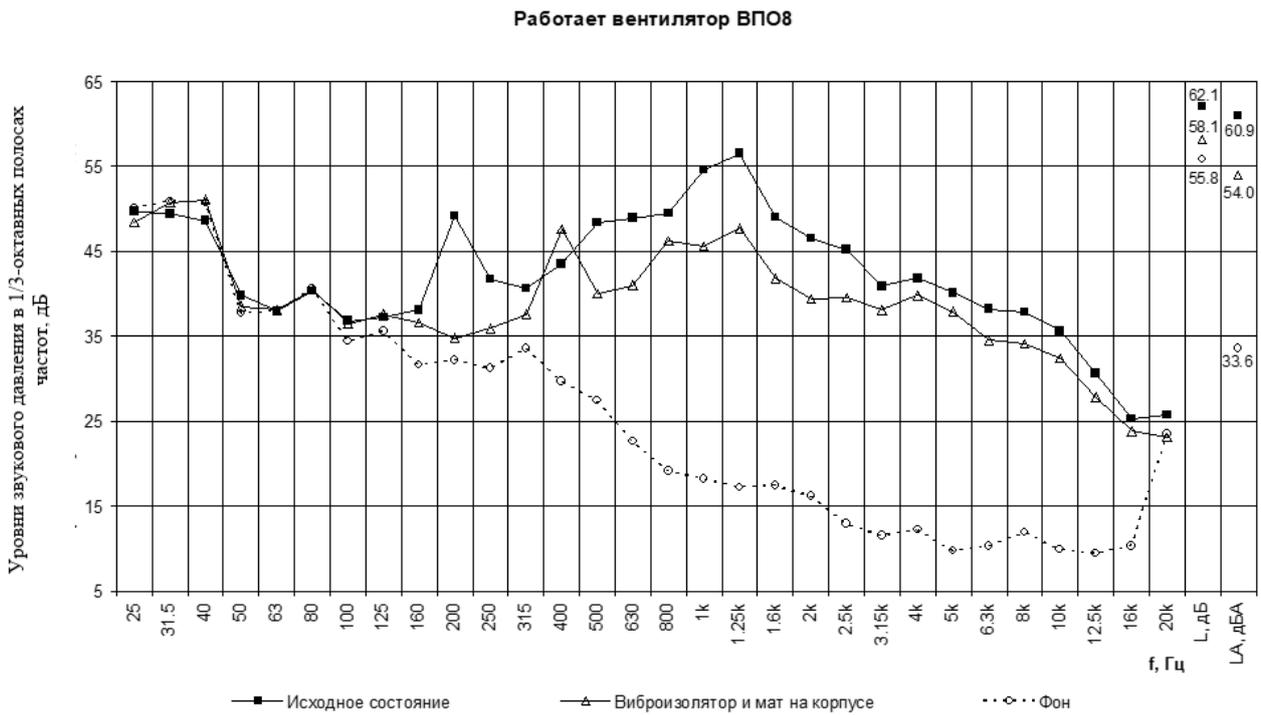


Рисунок 16 – Уровни шума от работы вентилятора ВПО8

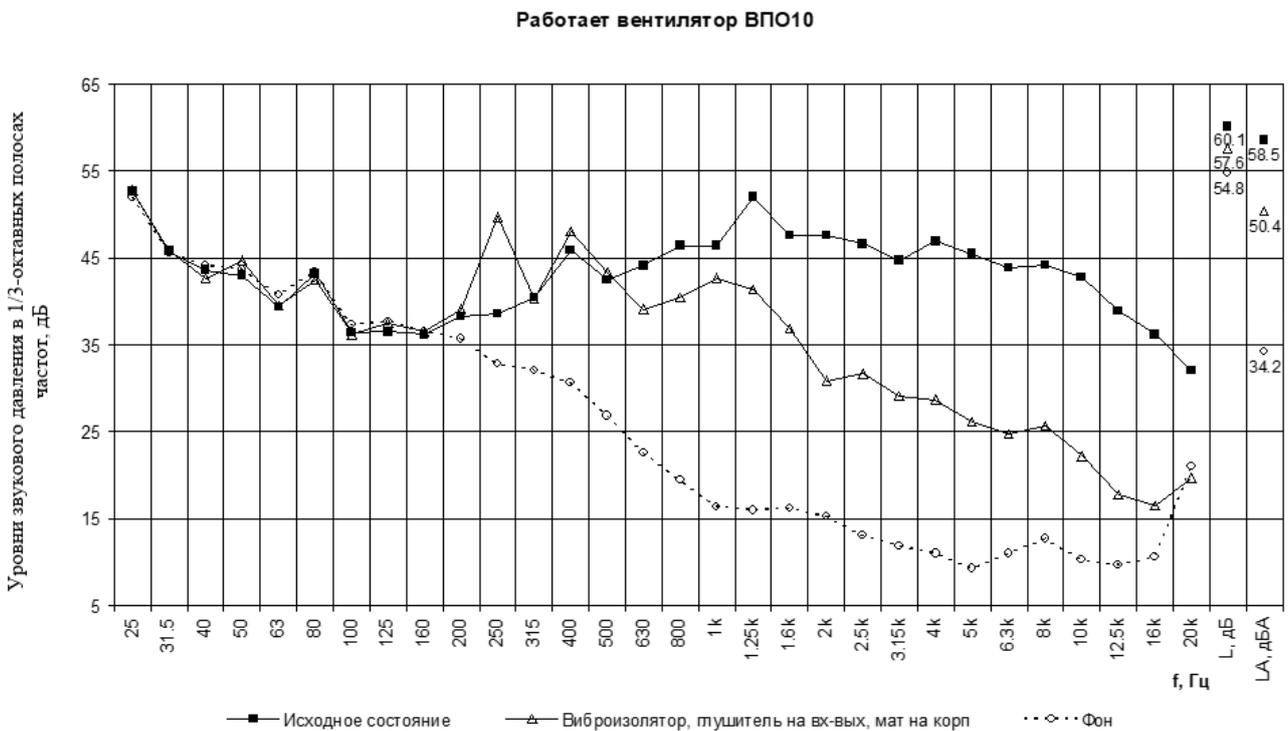


Рисунок 17 – Уровни шума от работы вентилятора ВПО10

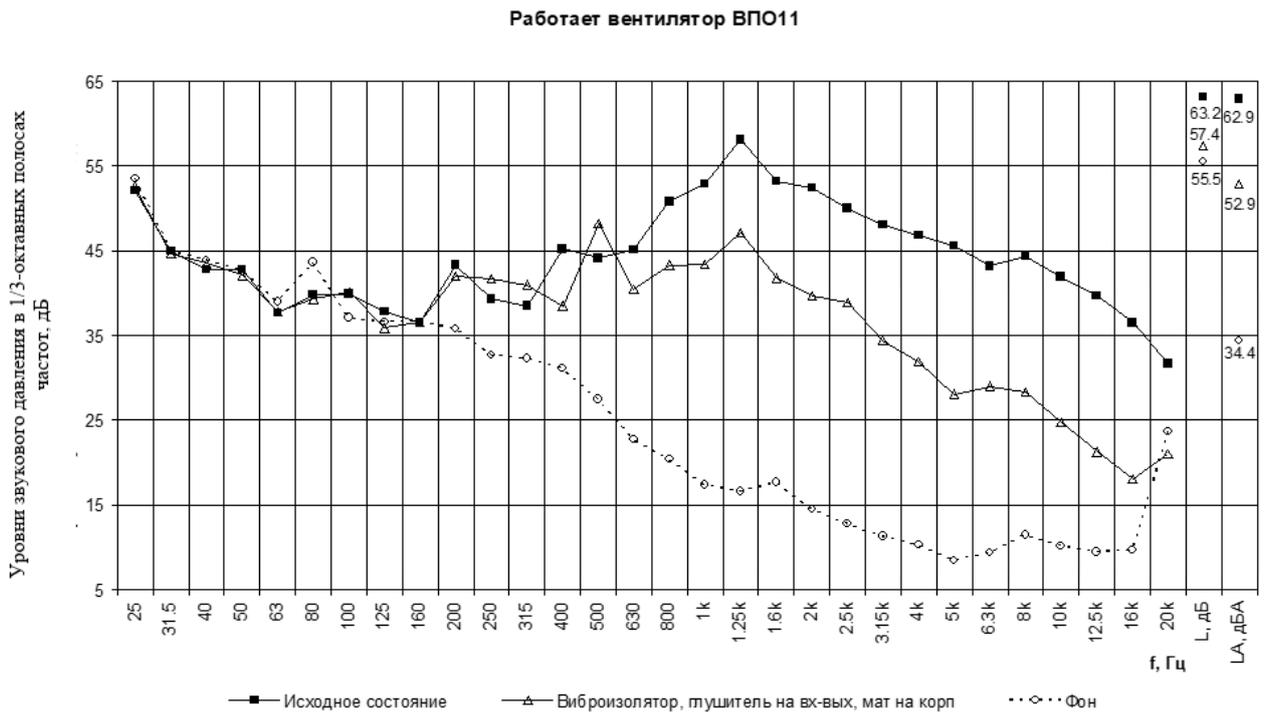


Рисунок 18 – Уровни шума от работы вентилятора ВПО11

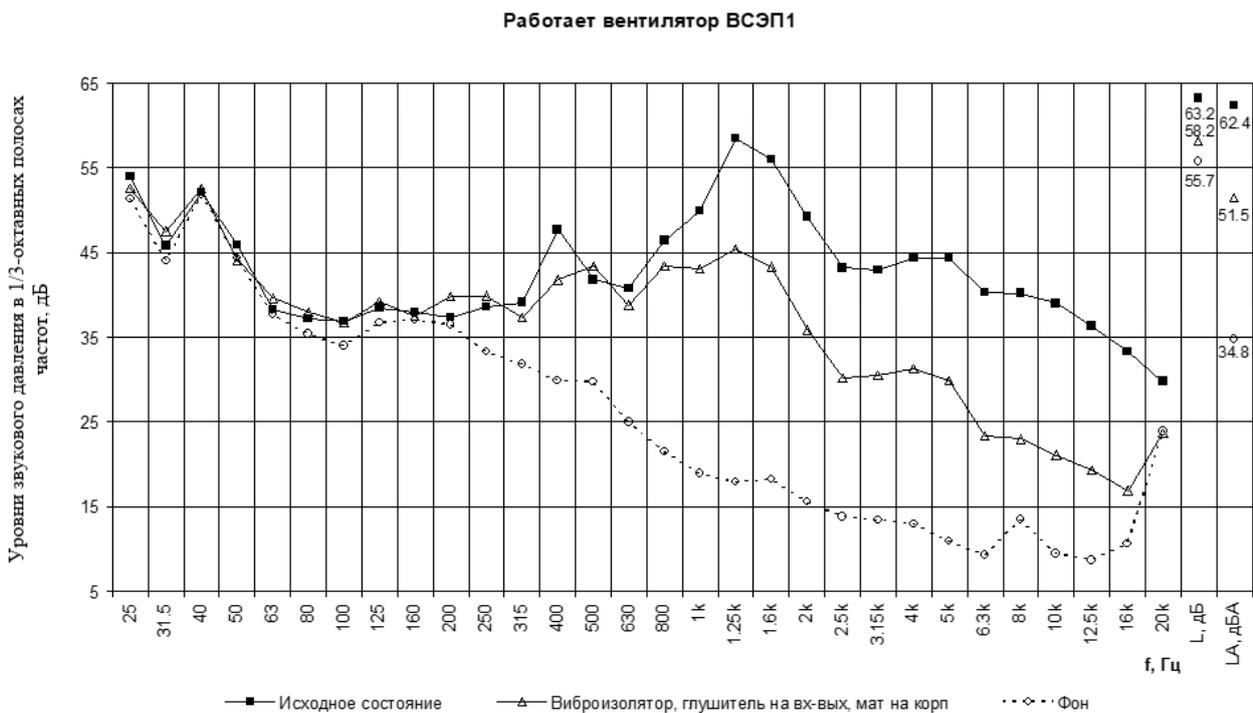


Рисунок 19 – Уровни шума от работы вентилятора ВСЭП1

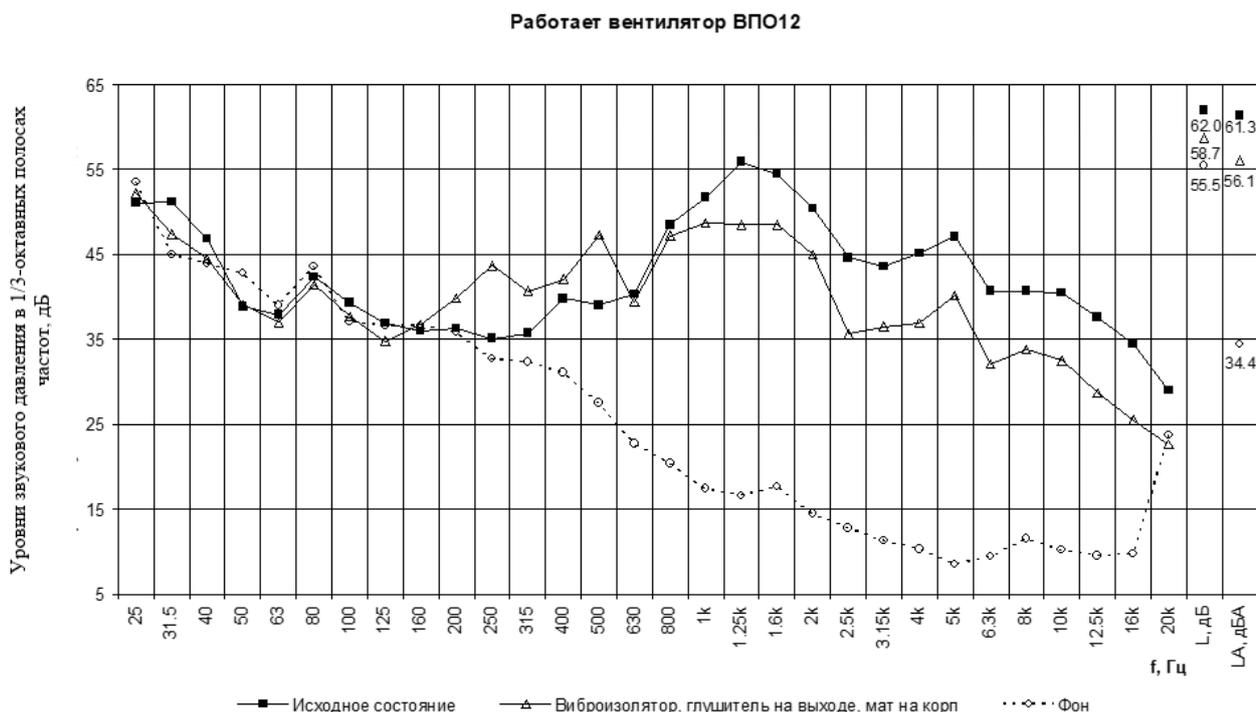


Рисунок 20 – Уровни шума от работы вентилятора ВПО12

Результаты проведенных исследований показали, что:

- применение виброизолятора и мата на корпусе вентилятора привело к снижению суммарного уровня звука на 5 дБА для вентилятора ВПО8 (см. рисунок 16);
- применение виброизолятора, глушителя на выходе и мата на корпусе вентилятора привело к снижению суммарного уровня звука:
 - для вентилятора ВПО5 на 2,5 дБА (см. рисунок 14);
 - для вентилятора ВПО6 на 3 дБА (см. рисунок 15);
 - для вентилятора ВПО12 на 5 дБА (см. рисунок 20);
- применение виброизолятора, глушителя на выходе и выходе вентилятора и мата на корпусе вентилятора привело к снижению суммарного уровня звука:
 - для вентилятора ВПО10 на 8 дБА (см. рисунок 17);
 - для вентилятора ВПО11 на 10 дБА (см. рисунок 18);
 - для вентилятора ВСЭП1 на 10,5 дБА (см. рисунок 19).

5 Шум от системы кондиционирования воздуха

Система кондиционирования воздуха СКВ1 и СКВ2 предназначена для удаления лишней влаги из воздушного объема Служебного модуля. Она состоит из двух осевых вентиляторов ВТ и ВТК, центробежного вентилятора ВР и компрессорной установки КУ (рисунок 21).

При своей работе эта система генерирует как воздушный, так и структурный шум. Воздушный шум порождается работой всех четырех элементов системы, в то время как структурный шум в большей своей части порождается компрессорной установкой. Эта система определяет шум в узкой части рабочего отсека (РО) в зоне пультов управления: при работе СКВ в штатной конфигурации уровень шума в узкой части РО превышал 70 дБА.

На рисунке 22 показаны средства снижения шума для системы кондиционирования воздуха (СКВ).

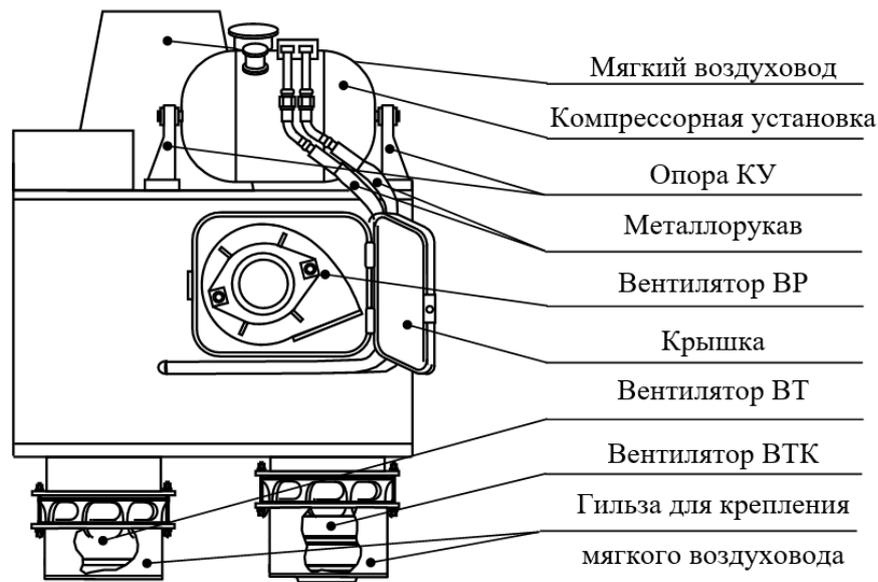


Рисунок 21 – Система кондиционирования воздуха СКВ1 (СКВ2)

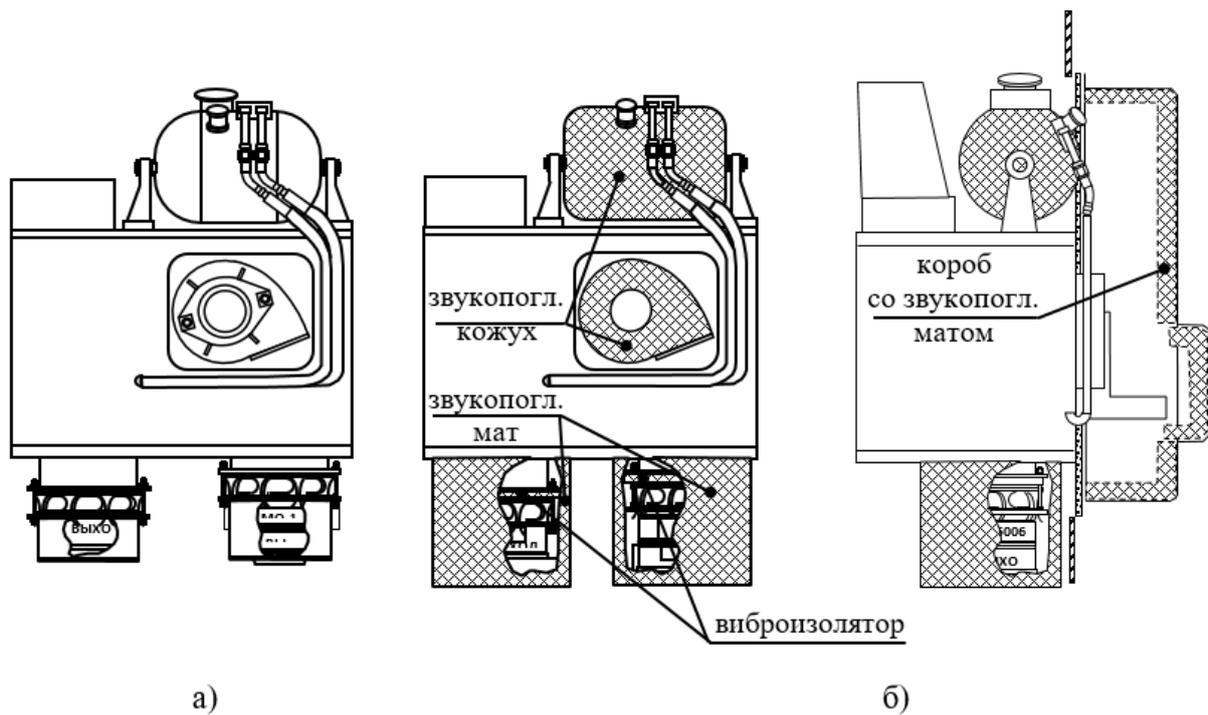


Рисунок 22 – Средства снижения шума для системы кондиционирования воздуха (СКВ): а) СКВ без средств снижения шума; б) со средствами снижения шума

Для исследования путей распространения шума, как воздушной его составляющей, так и структурной было проведено большое количество испытаний. В ходе этих испытаний было выявлено, что структурный шум от КУ распространяется как через жесткие опоры, так и по металлорукавам.

На рисунках 23-27 представлены испытания СКВ без средств снижения шума (исходное состояние) и со средствами снижения шума.

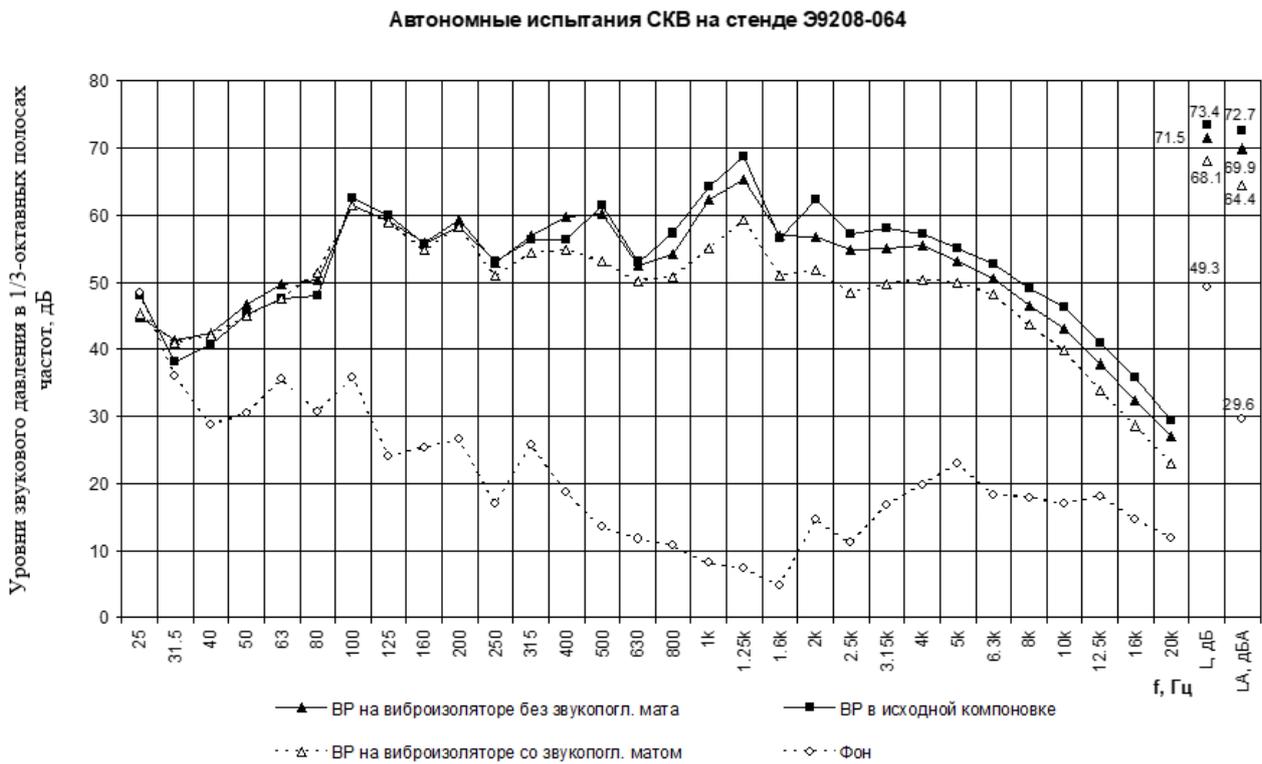


Рисунок 23 – Уровни шума от работы вентилятора VP СКВ

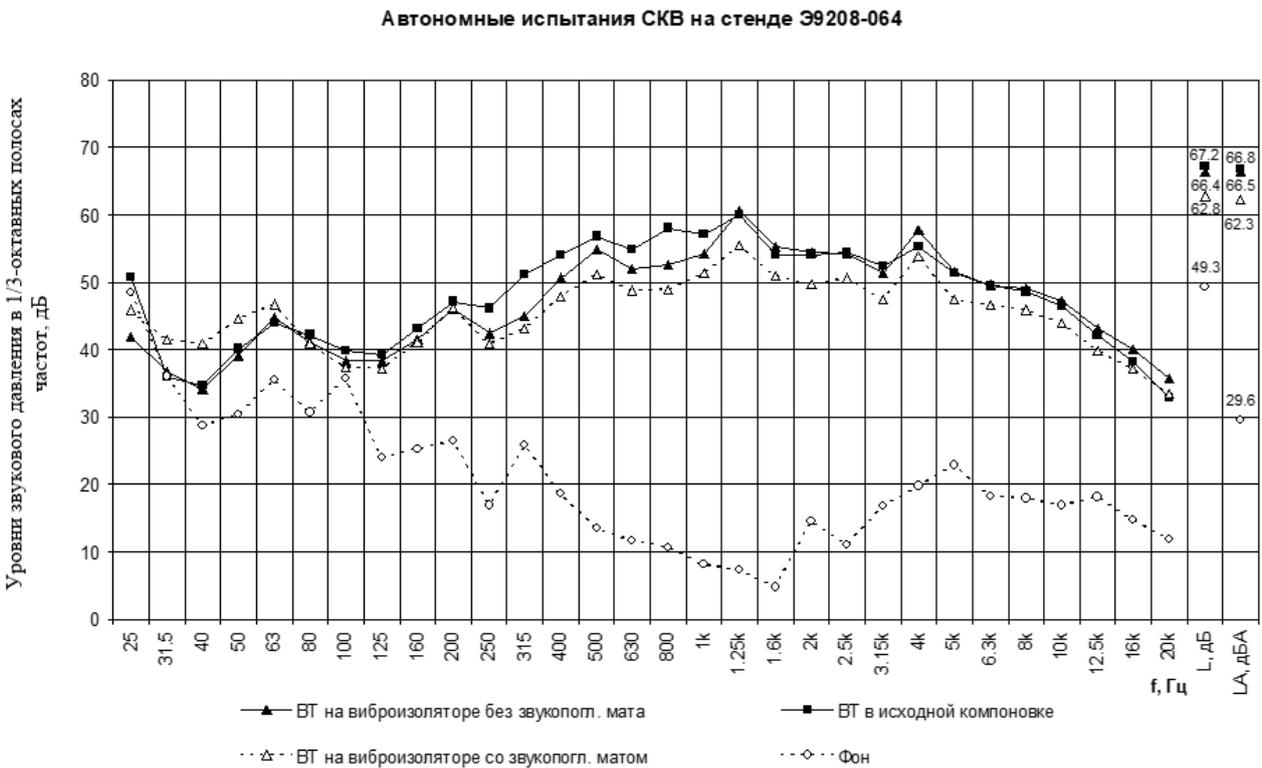


Рисунок 24 – Уровни шума от работы вентилятора BT СКВ

Автономные испытания СКВ на стенде Э9208-064

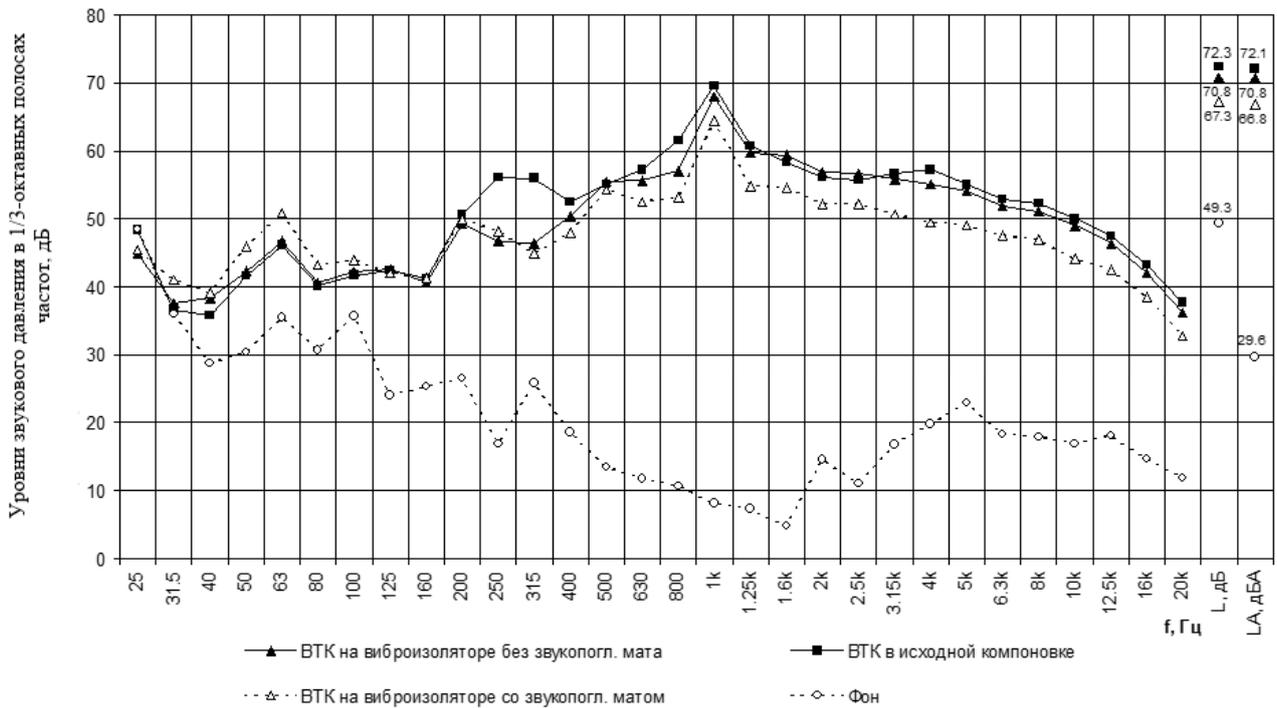


Рисунок 25 – Уровни шума от работы вентилятора ВТК СКВ

Работают ВТ2, ВТК2, ВР и компрессор
зашивка 405 закрыта звукогл. матом

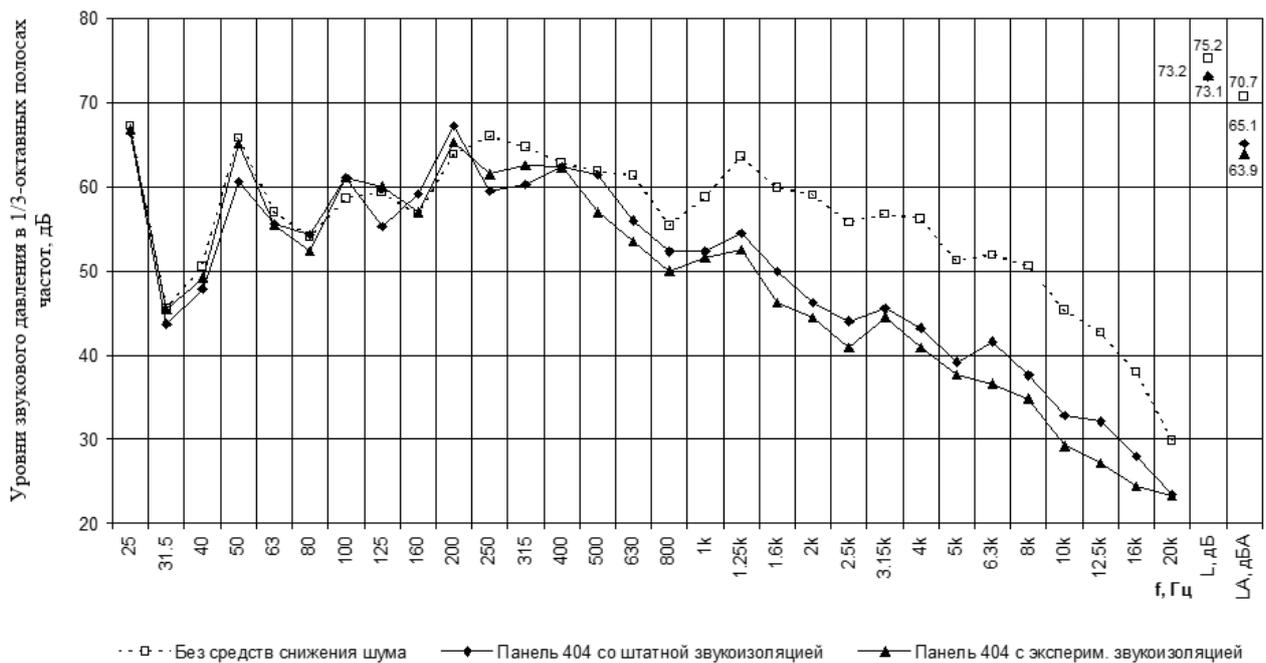


Рисунок 26 – Подбор звукопоглощающего пакета для панели интерьера СКВ

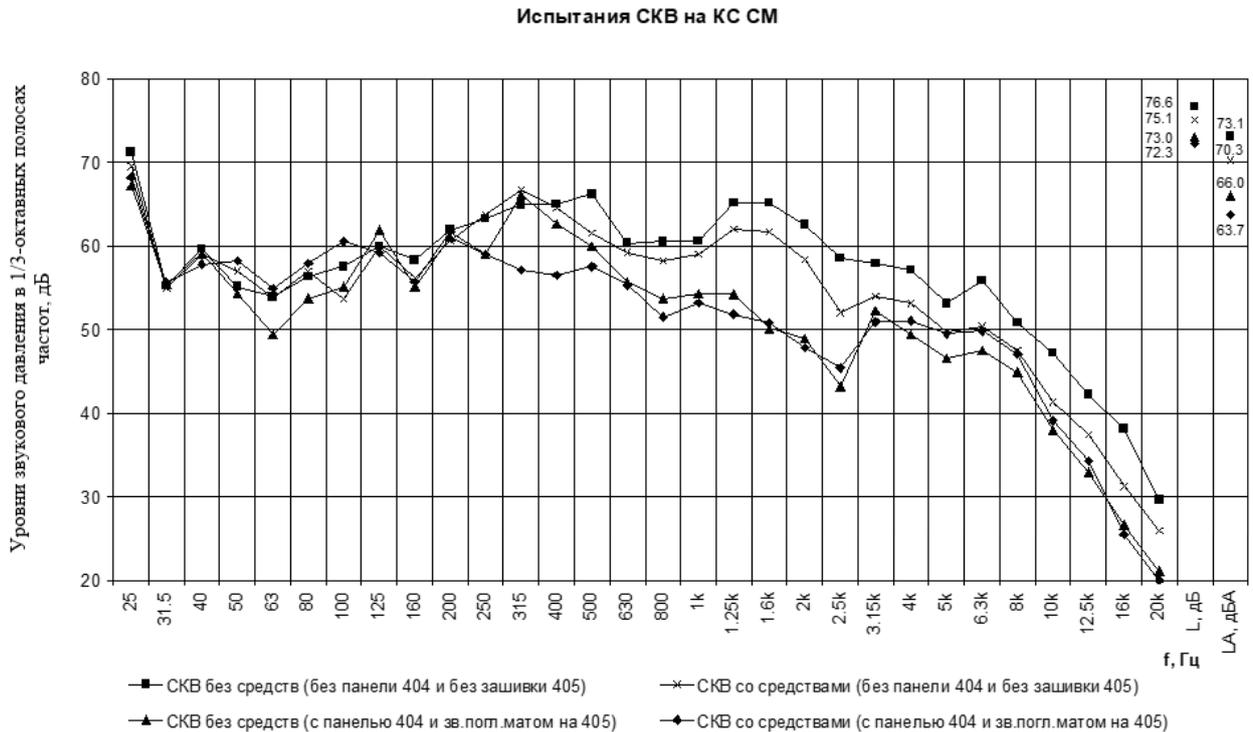


Рисунок 27 – Уровни шума от работы вентиляторов СКВ со средствами снижения шума и без средств снижения шума

Результаты испытаний показали (рисунки 23-27):

- установка виброизоляторов на ВТ и ВТК с одновременной установкой звукопоглощающих кожухов на ВР и КУ привело к снижению суммарного уровня звука с 73,1 дБА до 70,3 дБА, эффект снижения шума составил 2,5 дБА;
- применение доработанной панели интерьера 404 с одновременной установкой на зашивку 405 звукопоглощающего мата без остальных средств снижения шума привело к снижению суммарного уровня звука с 73,1 дБА до 66,0 дБА, эффект снижения шума составил 6,5 дБА;
- одновременное применение всех средств снижения шума привело к снижению суммарного уровня звука с 73,1 дБА до 63,7 дБА, эффект снижения шума составил 9,5 дБА.

6 Шум от системы «Воздух»

Одной из составных частей системы очистки газового состава (СОГС) является система очистки атмосферы от углекислого газа «Воздух» (рисунок 28). Принцип работы системы основан на поглощении углекислого газа в слое сорбента, расположенного в поглотительных патронах системы, при продувании через него потока воздуха. Удаление адсорбированного углекислого газа из поглотительных патронов осуществляется по магистрали вакуумной регенерации в забортное космическое пространство.

Для снижения уровня шума от системы «Воздух» были разработаны следующие средства: для блока клапанов на лицевой панели и нагнетателя – звукоизолирующие кожухи, а для вакуумного насоса звукоизолирующий воздуховод (рисунок 29-31). Для получения экспериментальных данных по снижению шума был изготовлен макет звукоизолирующего кожуха на лицевую панель блока клапанов системы «Воздух», представляющий из себя стальную оболочку толщиной 1 мм со звукопоглощающим вкладышем из материала АТМ-10 толщиной 10мм.

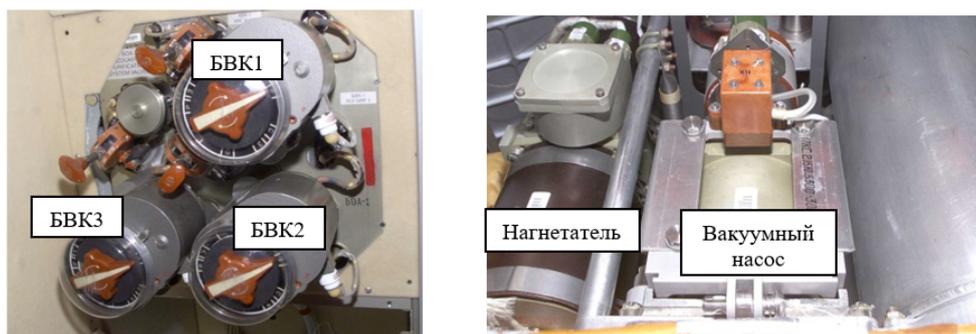


Рисунок 28 – Система очистки атмосферы от углекислого газа «Воздух»

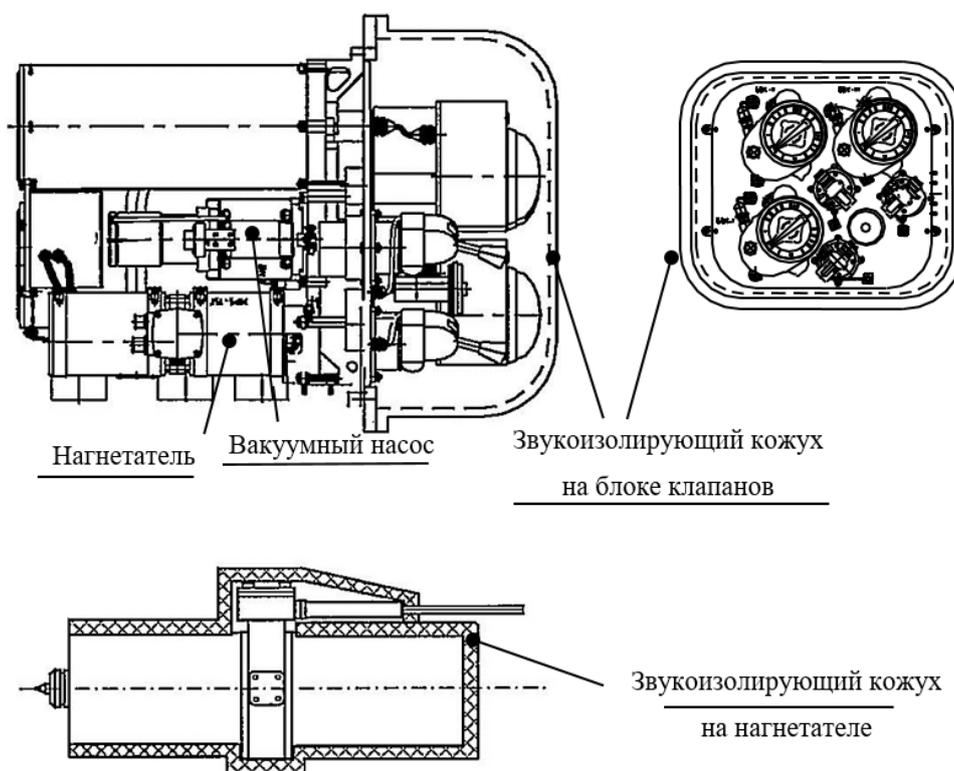


Рисунок 29 – Средства снижения шума от системы «Воздух»

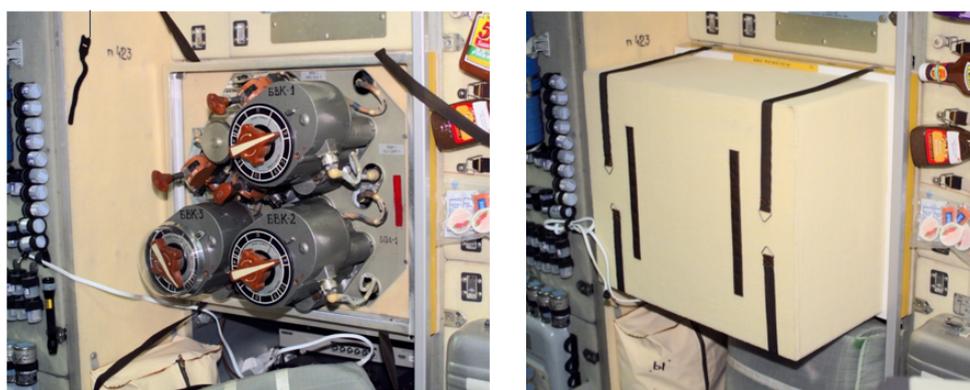


Рисунок 30 – Панель блока клапанов системы «Воздух» до и после установки звукоизолирующего кожуха



Рисунок 31 – Нагнетатель системы «Воздух» до и после установки звукоизолирующего мата и кожуха

На рисунке 32 представлены испытания системы «Воздух».

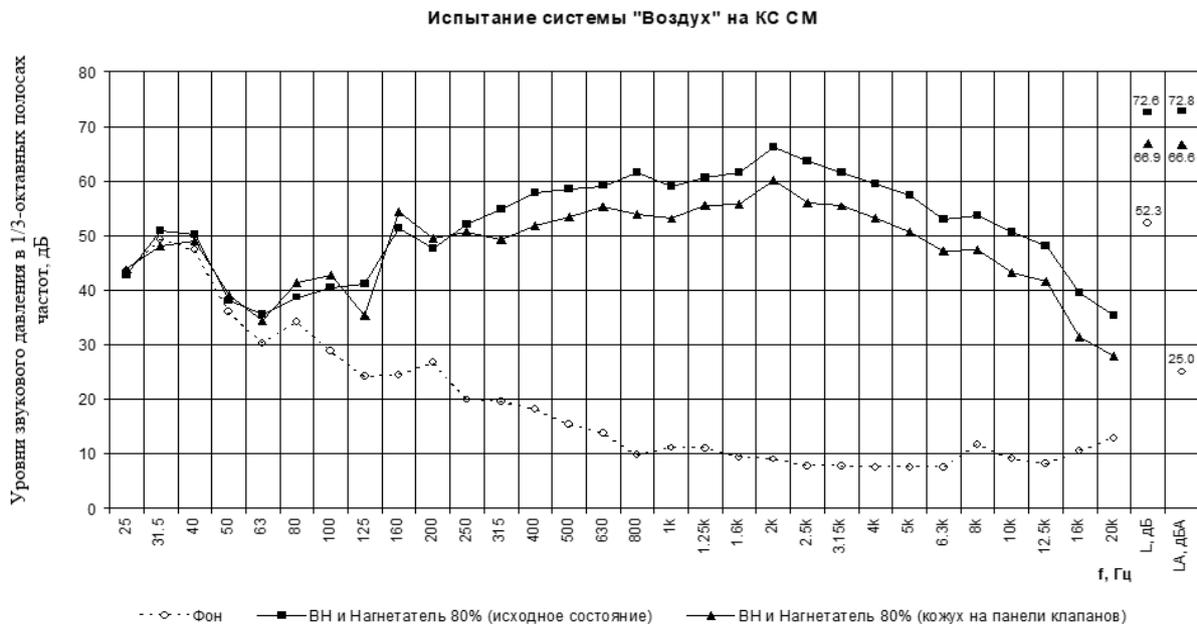


Рисунок 32 – Уровни шума от работы системы «Воздух» до и после установки звукоизолирующего кожуха

Результаты испытаний показали (рисунок 32):

– установка звукопоглощающего кожуха на блок клапанов системы «Воздух» привело к снижению суммарного уровня звука с 72,8 дБА до 66,6 дБА, эффект снижения шума составил 6,2 дБА.

Следующим этапом по снижению шума была разработка и внедрение малошумных вентиляторов и средств снижения скорости вращения вентиляторов. На рисунке 33 показан блок регулировки угловой скорости вращения вентилятора (БРУС), установленный в каютах СМ. Пошаговое переключение скорости вращения вентилятора обеспечило разную скорость подачи воздуха в каюту от довольно мощного потока до легкого дуновения. По мере снижения скорости снижается и уровень шума.

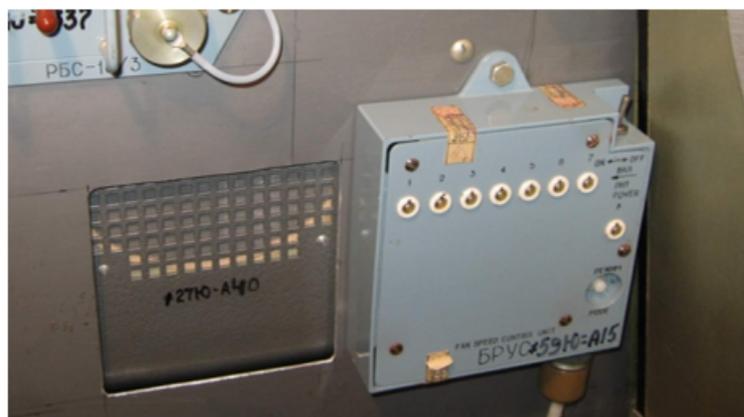


Рисунок 33 – Блок регулировки угловой скорости вращения вентилятора

Заключение

Снижение шума в обитаемых космических аппаратах по-прежнему остается одной из важнейших задач, решение которой позволяет сделать возможным существование людей за пределами Земли. С новой волной освоения космоса эта задача становится все более важной.

Внедрение разработанных средств снижения шума на служебном модуле Международной космической станции (рисунок 34) позволило уменьшить шумовую нагрузку до приемлемых уровней и обеспечило комфортные условия работы и проживания космонавтов.

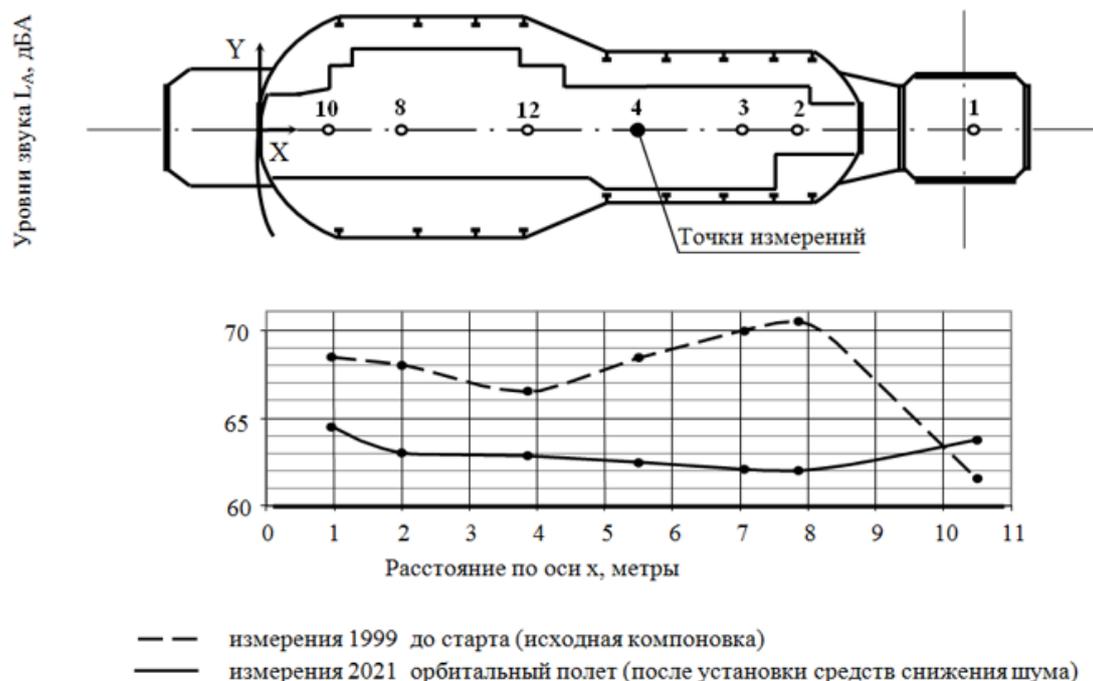


Рисунок 34 – Уровни шума в СМ МКС до и после установки средств снижения шума

Опыт работы позволяет говорить о том, что аналогичные средства снижения шума найдут свое применение и для вновь разрабатываемых космических аппаратов и модулей станций.

Список использованных источников

1. ГОСТ Р 50804-95. Среда обитания космонавта в пилотируемом космическом аппарате. Общие медико-технические требования. - М.: Стандартиформ, 1995. - 121 с.
2. SSP50094. Объединенный документ НАСА/РКА по спецификациям и стандартам для Российского сегмента МКС, 1997. - 75 с.
3. RU патент N 2287092 С2, от 10.11.2006 г. Устройство снижения шума от осевого вентилятора космического объекта / В.А. Болотин, В.И. Круглов, А.В. Сычев ; Зарегистрировано в Государственном реестре изобретений Российской Федерации. - 6 с.
4. Куклина Е.Н., Потехин В.В., Дементьев В.К., Сычев А.В. Оценка шума в обитаемых модулях пилотируемых космических аппаратов на стадии проектирования // В сб.: Новое в теоретической и прикладной акустике. - СПб.: БГТУ-«ВОЕНМЕХ», 2001. - 322 с.
5. Олейников А.Ю. Акустическая защита на борту пилотируемых космических станций : автореф. дис. ... канд. тех. наук: 01.04.06 / Олейников Алексей Юрьевич. - СПб., 2007. - 27 с.
6. Иванов Н.И., Олейников А.Ю. Шум на борту космической станции // Безопасность жизнедеятельности. - 2006. - N 12. - С. 1-6.
7. Lanoye R., De Bree H.E., Lauriks W., Vermeier G. 'A practical device to determine the reflection coefficient of acoustic materials in-situ based on a Microflow and microphone sensor'. ISMA, 2004.
8. Зайцев К.И., Половнев А.Л., Пушкин С.Д., Нагибин Н.С., Сычев А.В. Метод определения звукоизолирующих свойств локально реагирующих материалов in situ // Космическая техника и технологии, - 2024. - Т. 3, N 46. - С. 5-14.
9. Limardo-Rodriguez J.G., Allen C.S., Danielson R.W. Status: crewmember noise exposures on the international space station (Bellevue, Washington 12-16 July 2015). - In 45th International Conference on Environmental Systems, 2015.
10. Clark J.B. Acoustic issues in human spaceflight. - Houston: NASA Johnson Space Center, 2001.
11. National Aeronautics and Space Administration (NASA). NASA spaceflight human-system standard Volume 2: Human Factors, Habitability, and Environmental Health Standards, 2011. - 194 p.
12. Davis J.R., Stepanek J, Fogarty J.A., Blue R.S. Fundamentals of Aerospace Medicine. 5th ed. Wolters Kluwer, 2022. - 878 p.
13. Barisano G, Sepehrband F, Collins H.R., et al. The effect of prolonged spaceflight on cerebrospinal fluid and perivascular spaces of astronauts and cosmonauts. Proc. Natl. Acad. Sci. U.S.A. - 2022. - Vol. 119, N 17. - P. 1-3.
14. Weier M.H. The association between occupational exposure to hand-arm vibration and hearing loss: a systematic literature review. Saf Health Work. - 2020. - Vol. 11, N 3. - P. 249-261.
15. Goodman J.R., Grosveld F.W. Acoustics and noise control in space crew compartments. - Oxford: Oxford University Press (OUP), 2015, - 573 p.
16. Ahmet Ugur Avcı. Hearing Loss in Space Flights: A Review of Noise Regulations and Previous Outcomes // The Journal of International Advanced Otology. - 2024. - Vol. 20, N 2. - P. 171-174.

1. GOST R 50804-95. The habitat of the astronaut in a manned spacecraft. General medical and technical requirements. - Moscow: Standartinform, 1995. - 121 p.
2. SSP50094. The combined document of the NASA/RKA according to the specifications and standards for the Russian ISS segment, 1997. - 75 p.
3. RU Patent N 2287092 C2, dated November 10, 2006. A device for a decrease in noise from the axial fan of the space object / V.A. Bolotin, V.I. Kruglov, A.V. Sychev; Registered in the State Register of Inventions of the Russian Federation. - 6 p.
4. Kuklina E.N., Potekhin V.V., Demytyev V.K., Sychev A.V. Assessment of noise in the inhabited modules of manned spacecraft at the design stage // In: New Developments in Theoretical and Applied Acoustics. - St. Petersburg: BSTU 'VOENMEKH', 2001. - 322 p.
5. Oleinikov A.Yu. Acoustic protection on board the manned space stations: abstract of diss. ... Cand. of Tech. Sci.: 01.04.06 / Oleinikov Aleksei Yurievich. - St. Petersburg, 2007. - 27 p.
6. Ivanov N.I., Oleinikov A.Yu. Noise on board the space station // Life Safety and Environment. - 2006. - N 12. - P. 1-6.
7. Lanoye R., De Bree H.E., Lauriks W., Vermeier G. 'A practical device to determine the reflection coefficient of acoustic materials in-situ based on a Microflown and microphone sensor'. ISMA, 2004.
8. Zaitsev K.I., Polovnev A.L., Pushkin S.D., Nagibin N.S., Sychev A.V. Method of determining the soundproofing properties of local reacting materials in situ // Spacecraft Engineering and Technologies, - 2024. - Vol. 3, N 46. - Pp. 5-14.
9. Limardo-Rodriguez J.G., Allen C.S., Danielson R.W. Status: crewmember noise exposures on the international space station (Bellevue, Washington 12-16 July 2015). - In 45th International Conference on Environmental Systems, 2015.
10. Clark J.B. Acoustic issues in human spaceflight. - Houston: NASA Johnson Space Center, 2001.
11. National Aeronautics and Space Administration (NASA). NASA spaceflight human-system standard Volume 2: Human Factors, Habitability, and Environmental Health Standards, 2011. - 194 p.
12. Davis J.R., Stepanek J, Fogarty J.A., Blue R.S. Fundamentals of Aerospace Medicine. 5th ed. Wolters Kluwer, 2022. - 878 p.
13. Barisano G, Sepelband F, Collins H.R., et al. The effect of prolonged spaceflight on cerebrospinal fluid and perivascular spaces of astronauts and cosmonauts. Proc. Natl. Acad. Sci. U.S.A. - 2022. - Vol. 119, N 17. - P. 1-3.
14. Weier M.H. The association between occupational exposure to hand–arm vibration and hearing loss: a systematic literature review. Saf Health Work. - 2020. - Vol. 11, N 3. - P. 249-261.
15. Goodman J.R., Grosveld F.W. Acoustics and noise control in space crew compartments. - Oxford: Oxford University Press (OUP), 2015, - 573 p.
16. Ahmet Ugur Avci. Hearing Loss in Space Flights: A Review of Noise Regulations and Previous Outcomes // The Journal of International Advanced Otolaryngology. - 2024. - Vol. 20, N 2. - P. 171-174.

УДК: УДК:534.8
OECD: OECD:1.03AA

Обзор методов аэроакустики и применение вихревой теории звука для численного моделирования тонального шума лопаточных машин

Тимушев С.Ф.^{1*}, Мошков П.А.², Клименко Д.В.³, Федосеев С.Ю.⁴

¹Д.т.н., профессор, ² к.т.н., ведущий инженер, ^{1,2}НИО-101,

^{3,4}К.т.н., доцент, кафедра 202

^{1,2,3,4}Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет), г. Москва, РФ

Аннотация

Представлен метод расчёта генерации пульсаций давления и излучения шума лопаточными машинами, основанный на разложении поля скорости сжимаемой среды на вихревую и акустическую моды. Предложенный подход акустико-вихревой декомпозиции уравнений движения сжимаемой среды сводится к решению неоднородного волнового уравнения для пульсаций энтальпии. Эти пульсации включают псевдозвуковые колебания в вихревой области источника, а также акустические колебания в ближнем и дальнем полях. Функция источника в уравнении определяется из решений для вихревой компоненты скорости, а граничные условия могут быть сформулированы с помощью комплексного удельного акустического импеданса и градиента пульсаций псевдозвука. Такой подход обеспечивает учет факторов интерференции в ближнем и дальнем поле, влияния дифракции звука и импедансных характеристик поверхностей машины. При использовании декомпозиции источник шума может быть описан как функция полей скоростей вихревой моды и непосредственно связан с параметрами вихревого движения.

Ключевые слова: вихревой звук, вектор Ламба, акустико-вихревая декомпозиция, пульсации давления, тональный шум ЧСЛ, псевдозвук, акустическая мода, удельный комплексный импеданс

Review of Aeroacoustics' Methods and the Application of Vortex Sound Theory for Numerical Modeling of Tonal Noise in Bladed Machines

Timushev S.F.^{1}, Moshkov P.A.², Klimenko D.V.³, Fedoseev S.Yu.⁴*

¹D.Sc., Professor, department 202, ²Ph.D., Leading engineer, NIO-101 department,

^{3,4}Ph.D., Associate professor, department 202

^{1,2,3,4}Moscow Aviation Institute (National Research University), Moscow, Russia

Abstract

A method for computing the pressure fluctuations and noise emission produced by bladed machines is proposed. This method relies on the decomposition of the velocity field in a compressible medium into vortex and acoustic components. The approach entails solving an inhomogeneous wave equation for the enthalpy fluctuations, which incorporates pseudosound oscillations in the vortex region and acoustic oscillations in both

*E-mail: irico.harmony@gmail.com (Тимушев С.Ф.)

the near- and far-fields. In order to solve this equation, a source function is derived from solutions for the vortex velocity component. Boundary conditions are established using complex specific acoustic impedances and pseudosound fluctuation gradients. This approach considers the interference effects in both the near and far fields, as well as the impact of sound diffraction and the impedance characteristics of the machine surfaces. When using decomposition, the noise source can be described as a function of the velocity fields of the vortex mode and is directly linked to the parameters of the vortex motion.

Keywords: vortex sound, Lamb vector, acoustic vortex decomposition, pressure pulsations, BPF tonal noise, pseudosound, acoustic mode, specific complex impedance

Введение

Гидродинамическая вибрация и шум лопаточных машин, таких как вентиляторы и насосы, являются на протяжении десятилетий серьезной проблемой, которая влияет на надежность, ресурс и обеспечение уровня шума в соответствии с требованиями стандартов. Генерация шума и вибрации порождается природой течения рабочей среды в проточной части лопаточной машины, в первую очередь неравномерностью параметров потока, обусловленной рабочими лопатками и вращающейся вместе с рабочим колесом относительно статорной части [1]. Неоднородный поток, выходящий из рабочего колеса машины, взаимодействует с неподвижным отводящим устройством. Это, так называемое «ротор-статор» взаимодействие, генерирует пульсации давления и акустические колебания на частоте следования рабочих лопаток (ЧСЛ) и ее высших и комбинационных гармониках. Данный нестационарный процесс сопровождается формированием крупномасштабных вихревых (когерентных структур), эволюция которых и определяет энергетический спектр гидродинамической вибрации и шума.

К лопаточным машинам с дозвуковым течением рабочей среды следует отнести охлаждающие вентиляторы компьютерных систем [2], современных установок для кондиционирования и очистки воздуха. Аналогичные проблемы необходимо решать в насосах. Первые упоминания о данной проблеме датируются 60-ми годами прошлого века, когда речь шла о повреждении крупных промышленных насосов. [3]. В настоящее время, в связи с широким использованием беспилотных летательных аппаратов и развитием аэромобильности дополнительное негативное влияние шума на окружающую среду усиливается [4-7]. Поэтому контроль уровня шума обеспечивает конкурентоспособность проектов летательных аппаратов [8,9].

За последние пять лет область исследований по анализу и методам снижения шума лопаточных машин стала значительно более междисциплинарной, объединив механику жидкости, акустику, науки о данных и материаловедение. Основным трендом является переход от простого констатирующего анализа к проактивному прогнозированию и интеллектуальному контролю пульсаций давления и шума на этапе проектирования и в режиме реального времени.

Применяются методы активного шумоподавления [10,11], используется анализ больших данных и применение машинного обучения [12,13] для создания так называемых «суррогатных моделей», ускоряющих проведение многопараметрической оптимизации конструкций при изменении геометрии или режима работы, минуя дорогостоящие прямые расчеты, что позволяет быстро предсказывать акустические характеристики. Интенсивные исследования проводятся по шуму воздушных винтов и вентиляторов двигателей летательных аппаратов, включая электрические и гибридные силовые установки (eVTOL) [14,15], а также в различных областях промышленности для снижения шума вентиляторов и насосов [16-18]. Стандартом стало использование методов

моделирования крупных вихрей (LES) или гибридных подходов (DES, IDDES) для расчетов нестационарного потока и генерации шума в следе за лопатками [19,20]. Активно развиваются и применяются методы, подобные уравнению Фокс-Вильямса-Хоукинса (FW-H) и решатели акустики прямого численного моделирования (CAA), которые используют данные CFD для вычисления распространения шума в дальнее поле [21,22].

Одновременно продолжают интенсивно развиваться методы численного моделирования в России [23-27].

1 Феноменология генерации шума ЧСЛ

Экспериментальные исследования потока в центробежных вентиляторах [28] и компрессорах [29,30], а также анализ течения на выходе рабочих колес центробежных насосов показывает, что поток в межлопаточном канале и на выходе рабочего колеса делится на две зоны: высокоэнергетическую струю и низкоэнергетическую область следа. [31]. Указанное распределение параметров потока дает существенную неравномерность относительных и абсолютных скоростей, а также углов потока по шагу рабочей решетки. За нерабочей стороной лопатки образуется зона отрицательной завихренности, которая формирует когерентную вихревую структуру в турбулентном потоке, вращающуюся вместе с колесом. Причиной нестационарного процесса генерации пульсаций давления ЧСЛ является эволюция этих вихревых структур в зоне ротор-статорного взаимодействия. Эти возмущения формируются вследствие взаимодействия периодически неоднородного потока, вращающегося с окружной скоростью U рабочего колеса, с элементами отводящего устройства. Диффузия и диссипация вихрей, а также затухание акустических возмущений, вызванное вязкостью, наряду с тепловыми эффектами, имеют второстепенный характер. В связи с этим, для упрощения анализа, соответствующие члены в результирующих уравнениях не учитываются, а течение рассматривается как изоэнтропическое.

Феномен генерации колебаний на частоте следования лопаток можно рассмотреть на упрощенной модели, приведенной на рисунке 1.

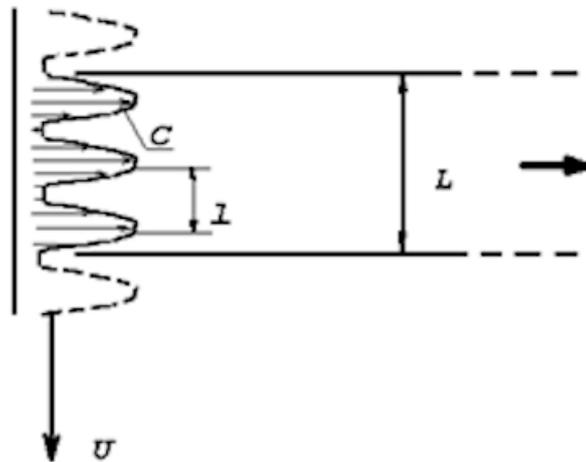


Рисунок 1 – Феноменология возбуждения колебаний вихревым потоком

Можно представить полубесконечную трубу диаметра L , в которую поступает нестационарный поток, образованный вращающимся периодическим распределением скорости C с заданным периодом l , значительно меньше, чем L . Скорость C сравнима

по порядку величины со скоростью вращения периодической неравномерности U . Так как поперечный размер трубы L вмещает целое число пространственных возмущений скорости l , расход через поперечное сечение трубы сохраняется постоянным.

Такая модель описывает крайние случаи для генерации. Если скорость вращения U значительно меньше C , неоднородный профиль скорости распространяется по трубе без затухания. В противоположном случае, если l значительно больше диаметра L , будут возникать колебания расхода внутри трубы. В данной ситуации, согласно каскадному механизму переноса энергии от крупных вихрей к более мелким, первоначальные вихревые возмущения быстро гасятся за счет турбулентного обмена с одновременным возникновением акустических возмущений, которые распространяются со скоростью звука. Возле входного сечения трубы формируется ограниченная зона вихревых возмущений, размер которой по порядку величины соответствует шагу l , согласно первому закону турбулентности.

Представление колебательного движения сжимаемой жидкости как совокупности акустических и вихревых мод позволяет существенно упростить систему исходных уравнений, одновременно объединяя две области исследования. Одна из них характеризуется использованием нелинейных уравнений, тогда как в другой динамика описывается линейными уравнениями, что облегчает анализ процессов.

2 Развитие численных методов аэроакустики

Развитие методов численного моделирования генерации шума шло исторически по трем основным направлениям. К первому направлению следует отнести методы, основанные на применении классической аналогии Лайтхилла [32], которые привели к разработке метода Фокс-Вильямса-Хоукинса [33] с введением обобщенных функций для интегрирования уравнения Лайтхилла в присутствии твердых границ. Упрощенное решение может быть получено с использованием так называемой поверхности Кирхгофа [34]. Этот подход, по сути, сводит решение к случаю однородного волнового акустического уравнения с заданными граничными условиями на некоторой граничной поверхности. Развитие методов вычислительной аэродинамики показывает, что проблема источника (правой части волнового уравнения) является центральной проблемой, которая определяет точность и эффективность метода. В таблице 1 приведены все основные подходы вычислительной аэроакустики, использующиеся в настоящее время.

Таблица 1 – Методы аэроакустики

№ п/п	Подход	Теория. Основная идея	Ключевые источники	Типичное применение
1	Лайтхилл (Lighthill) Ландау, Блохинцев	Фундаментальная акустическая аналогия.	Все течение — источник. Объемные квадруполь	Свободные турбулентные струи
2	Фокс Вильямс — Хоукинс (FWH)	Обобщение на задачи с твердыми поверхностями	Объемные квадруполь, поверхностные диполь (силы), монополи (пульсация)	Шум от любых обтекаемых тел: вентиляторы, винты и др.
3	Кирхгоф (Kirchhoff)	Метод формирования акустического поля	Не источники, а граничные условия на поверхности	Распространение звука через неоднородные течения

Продолжение таблицы 1

4	Рибнер (Ribner)	Декомпозиция турбулентных мод	Разделение источников и влияние среднего потока	Исследование механизмов генерации шума
5	Хоу (Howe)	Теория вихревого звука (с учетом энтропийной моды)	Взаимодействие завихренности с градиентами энтропии и с поверхностями	Шум от кромок, звук при обтекании препятствий
6	Кроу (Crow) Артамонов Пауэл (Powell)	Модель шума от взаимодействия вихрей Вектор Ламба	Нестационарность вихревого следа	Низкочастотный шум за самолетами. Неустойчивость горения

С учетом анализа феноменологии генерации колебаний ЧСЛ наиболее перспективным является подход, который впервые предложен Пауэлом [35], а далее развит в работах Кроу [36], Артамонова [37], Хоу [38]. Ключевая идея этого подхода заключается во введении так называемого «вектора Ламба», который определяется как дивергенция от векторного произведения вектора скорости на вектор завихренности. Такой подход позволяет связать источник акустических колебаний напрямую с эволюцией вихревых возмущений в нестационарном потоке. Промежуточное положение занимает подход Рибнера [39], в котором введено прямое разделение стационарной и пульсационной составляющей для акустической и вихревой моды.

3 Декомпозиция и основные уравнения

В соответствии с теоремой Коши-Гельмгольца, нестационарная скорость сжимаемой среды разлагается на скорость вихревой моды U (поступательное и вращательное движение в несжимаемой жидкости) и акустическую составляющую V_a . Для описания акустической скорости вводится скалярный потенциал (4):

$$V_a = \nabla\varphi. \quad (1)$$

В результате финальное выражение для скорости сжимаемой среды принимает вид:

$$\mathbf{V} = \mathbf{U} + \nabla\varphi = \mathbf{U} + V_a. \quad (2)$$

Далее исследуется дозвуковое течение с малыми акустическими колебаниями, (число Маха $M = U/a \ll 1$, ($V_a \ll a$, где a - скорость звука), что позволяет упростить рассмотрение.

Из анализа следует, что колебания энтальпии i в изоэнтропическом течении определяются решением волнового уравнения, которое представлено в виде:

$$\frac{1}{a^2} \frac{d^2 i}{dt^2} - \Delta i = -\Delta H, \quad (3)$$

где источниковая функция в (3) определяется из поля скоростей вихревой моды:

$$-\Delta H = \nabla \cdot (\mathbf{U} \cdot \nabla \mathbf{U}) = \nabla \cdot \left(\nabla \left(\frac{1}{2} U^2 \right) - \mathbf{U} \times \nabla \times \mathbf{U} \right). \quad (4)$$

При игнорировании конвективных членов, уравнения (3) представлено в упрощенной форме:

$$\frac{1}{a^2} \frac{\partial^2 i}{\partial t^2} - \Delta i = S, \quad (5)$$

где источниковая функция S , выражается через скорость вихревого движения:

$$S = \nabla \left(\nabla \left(\frac{1}{2} U^2 \right) - \mathbf{U} \times \nabla \times \mathbf{U} \right). \quad (6)$$

В невозмущенном потоке акустический потенциал принимает значение $\varphi = 0$, тогда:

$$i_0 = H_0; \quad S_0 = -H_0. \quad (7)$$

Пульсационная часть функции S обозначена через s .

Средние значения и пульсационные компоненты функций энтальпии i , псевдозвука H , и источниковой функции s связаны зависимостями:

$$h = i - i_0; \quad g = H - H_0; \quad s = S - S_0. \quad (8)$$

Учитывая, что амплитуда колебаний давления существенно меньше среднего значения, для энтальпии можно применить приближенное выражение:

$$h \approx \frac{(P - P_0)}{\rho_0} = \frac{P'}{\rho_0}. \quad (9)$$

Аналогично описываются колебания, вызванные псевдозвуком:

$$g \approx \frac{H - H_0}{\rho_0} = \frac{P'_v}{\rho_0}, \quad (10)$$

где P' – звуковое давление, P'_v – псевдозвук, ρ_0 – плотность.

Пульсации давления образуются суммой акустических колебаний и псевдозвуковых пульсаций:

$$P' = P'_v - \rho_0 \frac{\partial \varphi}{\partial t}. \quad (11)$$

Решение уравнений вихревой моды и неоднородного волнового уравнения (5) проводится независимо с учетом соответствующих граничных условий. При обработке волнового уравнения важно учитывать декомпозицию граничных условий: на импедансной границе производная энтальпии h по нормали n , выражается через временные производные и удельный комплексный акустический импеданс Z для конкретной гармоники (12). С учетом псевдозвуковых колебаний:

$$\left. \frac{\partial h}{\partial n} \right|^n = -\frac{1}{aZ} \left(\frac{h^{m+1} - h^{m-1}}{2\Delta t} \right) + \frac{\partial g}{\partial n} + \frac{1}{aZ} \frac{\partial g}{\partial t} \quad (12)$$

Значения псевдозвуковых колебаний g определяются из решений для вихревой моды.

4 Применение аналитического подхода

Численное моделирование акустических характеристик лопаточных машин становится стандартом промышленности, обеспечивая, в том числе коммерческую эффективность проектов. В этой связи требуется повышение точности расчетов и обеспечение высокой скорости вычислений – время расчета одного варианта должно составлять несколько минут, чтобы обеспечивать эффективное применение методов многопараметрической оптимизации.

Необходимо обеспечивать прямую увязку акустических параметров с характеристиками вихревого течения в лопаточной машине. В этой связи возникает необходимость в создании аналитических моделей, позволяющих быстро и надежно описывать сложные вихревые течения. Ниже, предлагается в качестве постановочного примера, подход на примере сворачивающейся вихревой пелены.

4.1 Постановка задачи

В жидкости выделена область M , занимаемая сворачивающейся вихревой пеленой. Введена отвечающая условию (13) подстановка $\vec{r}_n(t, b, \theta)$, характеризующая траекторию движения бесконечно малого объема жидкости:

$$\{\vec{r}_n \in R : n \in N, \vec{r}_n \subseteq M\} \quad (13)$$

Вектор – функция \vec{r}_n получена как результат скалярного произведения вектор – функции, которая есть суть спираль, на матрицу поворота слева:

$$\begin{aligned} \{\vec{r}_n\} &= \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \sin(\theta + \varphi) & -\sin(\theta) \\ 0 & \sin(\theta + \varphi) & \sin(\theta) \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} b \cdot t \cdot \cos(\omega t) \\ b \cdot t \cdot \sin(\omega t) \\ 0 \end{pmatrix} = \\ &= \left\{ \begin{array}{l} b \cdot t \cdot \cos(\omega t) \\ \cos(\theta + \varphi) (R + b \cdot t \cdot \sin(\omega t)) \\ \sin(\theta + \varphi) (R + b \cdot t \cdot \sin(\omega t)) \end{array} \right\}. \end{aligned} \quad (14)$$

Построенная при следующих значениях параметров: $R = 0,5$ м, $b = 0,02$ м/с и $\omega = 1$ рад/с, $\varphi = 0$ на основании (14) поверхность имеет вид (рисунок 2А).

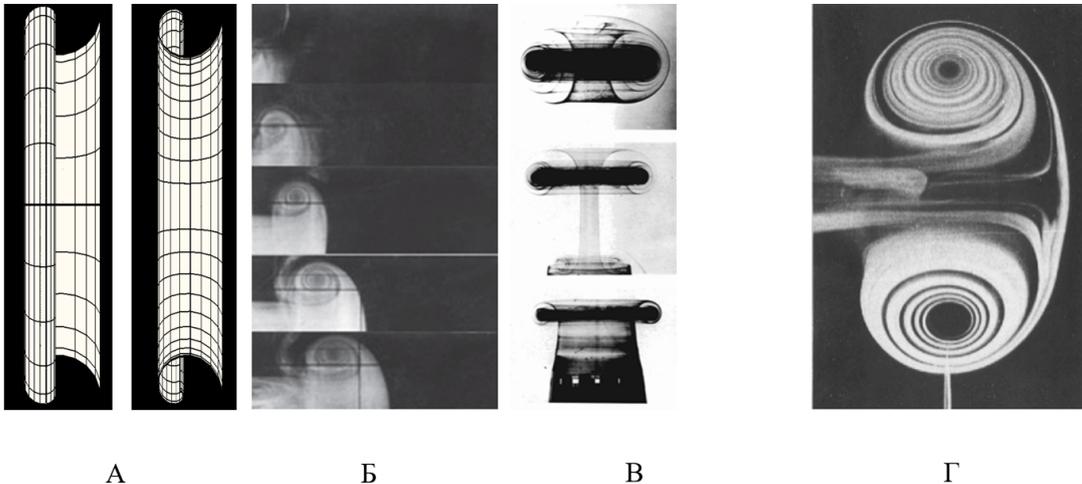


Рисунок 2 – График соответствующий вектор – функция \vec{r}_n (А), формирующееся вихревое кольцо [40] (Б), Отрыв сформировавшегося вихревого кольца от стенок сопла (В), Ламинарное вихревое кольцо [41] (Г)

Фотографии формирующихся вихревых колец, аналогичные изображенным на рисунке 2Б, могут быть получены с использованием ящика Вуда. Существуют и более сложные установки с трубочкой (соплом), в которую помещается небольшой объем подкрашенной жидкости или дыма для визуализации. Затем, за 3-4 секунды объем выдавливается из трубочки поршнем и на конце трубочки (сопла) можно наблюдать формирование вихревого кольца.

Фотографии формирующегося вихревого кольца (рисунок 2Б, В) и полученная согласно (14) поверхность имеют визуальное сходство. Конечная форма спиральной поверхности (рисунок 2А), соответствующей конкретному вихревому кольцу является результатом решения системы уравнений, включающей уравнение движения.

4.2 Вектор – функция скорости

Определены два множества \tilde{W} (15) и W (16) элементы, которых являются векторами скорости:

$$\bigcup_{n \in N} \{\vec{w}_n\} = \tilde{W} \quad (15)$$

$$\bigcup_{n \in N} \{\vec{w}_n\} = W \quad (16)$$

Вектор – функция, устанавливающая строгое соответствие между W и x, y, z считается неопределенной и самостоятельно неопределимой. Строгое соответствие между компонентами вектора $\{\vec{w}_n\}$ и b, t, θ при угловой скорости $\omega = 1$ рад/с и $\varphi = 0$ определено с использованием вектор – функции $\{\vec{r}_n(b, t, \theta)\}$ при условии, что производная $\frac{d\{\vec{r}_n\}}{dt}$ существует. Процедура поиска производной $\frac{d\{\vec{r}_n\}}{dt}$ сводится к последовательности операций (16) – (18).

Инвариантная форма первого дифференциала компонент вектор – функция $\{\vec{r}_n\}$ соответствует (17):

$$\begin{aligned} dx &= \frac{\partial x}{\partial t} dt + \frac{\partial x}{\partial b} db + \frac{\partial x}{\partial \theta} d\theta, \\ dy &= \frac{\partial y}{\partial t} dt + \frac{\partial y}{\partial b} db + \frac{\partial y}{\partial \theta} d\theta, \\ dz &= \frac{\partial z}{\partial t} dt + \frac{\partial z}{\partial b} db + \frac{\partial z}{\partial \theta} d\theta. \end{aligned} \quad (17)$$

При условии, что b (связан с шагом спирали) и θ (угол поворота) не зависят от времени t производные $\frac{d\vec{r}_n}{dt}$ вычисляются как частные согласно (17):

$$\begin{aligned} \frac{dx}{dt} &= \frac{\partial x}{\partial t} \frac{dt}{dt} + \frac{\partial x}{\partial b} \frac{db}{dt} + \frac{\partial x}{\partial \theta} \frac{d\theta}{dt} = \frac{\partial x}{\partial t}, \\ \frac{dy}{dt} &= \frac{\partial y}{\partial t} \frac{dt}{dt} + \frac{\partial y}{\partial b} \frac{db}{dt} + \frac{\partial y}{\partial \theta} \frac{d\theta}{dt} = \frac{\partial y}{\partial t}, \\ \frac{dz}{dt} &= \frac{\partial z}{\partial t} \frac{dt}{dt} + \frac{\partial z}{\partial b} \frac{db}{dt} + \frac{\partial z}{\partial \theta} \frac{d\theta}{dt} = \frac{\partial z}{\partial t}. \end{aligned} \quad (18)$$

Следовательно, строгое соответствие между компонентами вектора $\{\vec{w}_n\}$ и b, t, θ при угловой скорости $\omega=1$ рад/с устанавливается согласно (18):

$$\begin{aligned}\tilde{w}_x &= \frac{\partial x}{\partial t} = b \cdot \cos(\omega \cdot t) - b \cdot t \cdot \sin(\omega \cdot t), \\ \tilde{w}_y &= \frac{\partial x}{\partial t} = \cos(\theta) \cdot (b \cdot t \cdot \cos(\omega \cdot t) + b \cdot \sin(\omega \cdot t)), \\ \tilde{w}_z &= \frac{\partial x}{\partial t} = \sin(\theta) \cdot (b \cdot t \cdot \cos(\omega \cdot t) + b \cdot \sin(\omega \cdot t)).\end{aligned}\quad (19)$$

4.3 Уравнение непрерывности потока массы

В Эйлеровой постановке для случая бездивергентного течения уравнение непрерывности потока массы имеет вид (20):

$$\frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} + \frac{\partial w_z}{\partial z} = 0. \quad (20)$$

Вектор – функция $\vec{w}(x, y, z)$ в (20) неопределенна и поэтому рассмотрена эквивалентная функция $\vec{w}(b, t, \theta)$:

$$\vec{w}(x, y, z) = \vec{w}(b, t, \theta). \quad (21)$$

Утверждение (21) основано на (22) для компонент вектора \vec{w} , исходя из инвариантности формы первого дифференциала $d\vec{w}$:

$$\begin{aligned}dw_x &= \frac{\partial w_x}{\partial x} dx + \frac{\partial w_x}{\partial y} dy + \frac{\partial w_x}{\partial z} dz = \frac{\partial \tilde{w}_x}{\partial t} dt + \frac{\partial \tilde{w}_x}{\partial b} db + \frac{\partial \tilde{w}_x}{\partial \theta} d\theta, \\ dw_y &= \frac{\partial w_x}{\partial x} dx + \frac{\partial w_x}{\partial y} dy + \frac{\partial w_x}{\partial z} dz = \frac{\partial \tilde{w}_x}{\partial t} dt + \frac{\partial \tilde{w}_x}{\partial b} db + \frac{\partial \tilde{w}_x}{\partial \theta} d\theta, \\ dw_z &= \frac{\partial w_x}{\partial x} dx + \frac{\partial w_x}{\partial y} dy + \frac{\partial w_x}{\partial z} dz = \frac{\partial \tilde{w}_x}{\partial t} dt + \frac{\partial \tilde{w}_x}{\partial b} db + \frac{\partial \tilde{w}_x}{\partial \theta} d\theta.\end{aligned}\quad (22)$$

Частные производные в (20) определяются из решения (22). Решение (22) относительно $\frac{\partial w_x}{\partial x}, \frac{\partial w_y}{\partial y}, \frac{\partial w_z}{\partial z}$ получено путем подстановки решения (17) относительно $db, bt, d\theta$ в (22) с последующим приравнованием коэффициентов при dx, dy, dz .

Производные $\frac{\partial w_x}{\partial x}, \frac{\partial w_y}{\partial y}, \frac{\partial w_z}{\partial z}$, таким образом, представлены как функции от b, t, θ .

4.4 Уравнение движения

Уравнение движения вязкой несжимаемой жидкости, в векторной форме, при отсутствии внешних сил приведено к виду (23):

$$\frac{\partial \vec{w}}{\partial t} + (\vec{w} \nabla) \vec{w} = -\frac{1}{\rho} \text{grad}(p) + \nu \Delta \vec{w}, \quad (23)$$

где ρ – плотность жидкости, ν – кинематическая вязкость, p – давление)

Переход от терминов скорости к терминам завихренности осуществлен как векторное произведение (23) на оператор Гамильтона слева, и позволяет избежать

неопределенности, связанной с законом распределения давления p . Результат векторного произведения – уравнение эволюции поля завихренности:

$$\frac{\partial}{\partial t} \text{rot}(\vec{w}) + (\vec{w} \cdot \nabla) \cdot \text{rot}(\vec{w}) - (\text{rot}(\vec{w}) \cdot \nabla) \cdot \vec{w} = \nu \cdot \Delta \cdot \text{rot}(\vec{w}). \quad (24)$$

Исходная вектор – функция скорости $w(x,y,z)$ есть функция от координат, но не от времени, что определяет величину $\frac{\partial \vec{w}}{\partial t}$ равной нулю, преобразуя в итоге (21) в (22):

$$(\vec{w} \cdot \nabla) \cdot \text{rot}(\vec{w}) - (\text{rot}(\vec{w}) \cdot \nabla) \cdot \vec{w} = \nu \cdot \Delta \cdot \text{rot}(\vec{w}). \quad (25)$$

4.5 Определение источника

Система уравнений (26) получена на основании (20) и (25).

$$\frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} + \frac{\partial w_z}{\partial z} = 0, \quad (\vec{w} \cdot \nabla) \cdot \text{rot}(\vec{w}) - (\text{rot}(\vec{w}) \cdot \nabla) \cdot \vec{w} = \nu \cdot \Delta \cdot \text{rot}(\vec{w}). \quad (26)$$

Решение системы уравнений (26) с учётом (19) определено для b , θ , как функций от параметра t . Подстановка полученного решения в (14) определяет геометрические характеристики формируемого вихревого кольца. Давление может быть найдено из подстановки полученного решения в уравнение Навье-Стокса, с последующим интегрированием.

Таким образом, в терминах скорости, может быть получено аналитическое решение уравнения эволюции поля завихренности для бездивергентного течения. Аналитическое решение позволяет определить источник акустических колебаний ЧСЛ в лопаточной машине с учетом частоты вращения Ω ротора лопаточной машины:

$$\vec{U} = \vec{\Omega} \times \vec{r}_n + \vec{w} \quad (27)$$

Получить решение неоднородного волнового уравнения:

$$= 2 \left(\frac{\partial U_y}{\partial x} \cdot \frac{\partial U_x}{\partial y} + \frac{\partial U_z}{\partial x} \cdot \frac{\partial U_x}{\partial z} + \frac{\partial U_z}{\partial y} \cdot \frac{\partial U_y}{\partial z} - \frac{\partial U_x}{\partial x} \cdot \frac{\partial U_y}{\partial y} - \frac{\partial U_x}{\partial x} \cdot \frac{\partial U_z}{\partial z} - \frac{\partial U_y}{\partial y} \cdot \frac{\partial U_z}{\partial z} \right). \quad (28)$$

Заключение

Применение прямой декомпозиции поля скорости сжимаемой среды на вихревую и акустическую моды помогает устранить условности традиционных аэроакустических аналогий, которые отрывают анализ эволюции когерентных турбулентных возмущений в вихревом потоке от определения источника акустических колебаний. Такой подход также открывает путь для применения аналитических моделей вихревого движения с целью ускорения акустических расчетов в задачах оптимизации лопаточных машин.

Список использованных источников

1. Покровский Б.В., Юдин Е.Я. Основные особенности шума и вибрации центробежных насосов. - Акустический журнал, 1966, т.ХІІ, вып.3.

2. Thimany, J. (2014). *Attacking Noise Early*. Mechanical Engineering, 136(8), 44–49.
3. Chen, Y. N. (1961). *Water-Pressure Oscillations in the Volute Casings of Storage Pumps*. Sulzer Technical Review, (Research Number), 21–34.
4. Кривун К.В., Тимушев С.Ф. Влияние взаимного положения винтов гексакоптера на излучаемую звуковую мощность // *Noise Theory and Practice*. 2023. Т. 9. № 2 (33). С. 149-160.
5. Чернышов П.С., Кузнецов П.Н. Экспериментальное исследование шума винто-кольцевого движителя // *Noise Theory and Practice*. 2025. Т. 11. № 2 (41). С. 69-81.
6. Мошков П.А. Исследование слышимости и маскировки шума винтового беспилотного воздушного судна фоном окружающей среды // *Noise Theory and Practice*. 2021. Т. 7. № 2 (24). С. 28-38.
7. Погосян М.А., Мошков П.А. Современные проблемы аэроакустики винтовых летательных аппаратов самолётного типа // *Динамика и виброакустика*. 2023. Т. 9. № 1. С. 6-15.
8. Sinibaldi, G., & Marino, L. (2013). Experimental analysis on the noise of propellers for small UAV. *Applied Acoustics*, 74(1), 79–88.
9. Moshkov P., Samokhin V., Yakovlev A., Bolun C. The problems of selecting the power plant for light propeller-driven aircraft and unmanned aerial vehicle taking into account the requirements for community noise // *Akustika*. 2021. Vol. 39. pp. 164–169.
10. Li, Z., He, F., & Huang, X. (2024). Active flow and noise control of a low-speed fan using synthetic jet actuators. *Journal of Sound and Vibration*, 568, 118049.
11. Zhou, P., & Li, Y. (2023). Active structural-acoustic control of blade passing frequency noise in a ventilation fan using piezoelectric actuators. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 186, 109863.
12. Zhao, B., & Yang, V. (2023). A machine learning framework for predicting unsteady pressure pulsations in a hydraulic turbine under off-design conditions. *Renewable Energy*, 216, 119080.
13. Wang, K., Sun, Y., & Liu, C. (2024). A deep learning-based surrogate model for rapid prediction of turbomachinery noise. *Applied Acoustics*, 215, 109732.
14. Thompson, D., & Zhang, X. (2024). Aeroacoustic design and optimization of a propeller for a quiet urban air vehicle. *Journal of Aircraft*, 61(2), 450–465.
15. Giezeman, R., & Ragni, D. (2023). Experimental characterization of installation effects on propeller noise for distributed electric propulsion. *Experiments in Fluids*, 64(2), 32.
16. Liu, J., Li, Y., & Liu, Z. (2022). Experimental and numerical investigation on the aerodynamic noise reduction of a cross-flow fan in air conditioning systems. *Building and Environment*, 223, 109458.
17. Schmidt, K., & Mueller, S. (2023). Flow-induced noise in automotive cooling fans: Mechanisms and mitigation through blade design. *SAE International Journal of Vehicle Dynamics, Stability, and NVH*, 7(2).
18. Gu, F., & Li, G. (2022). Numerical and experimental study on the influence of volute tongue design on pressure pulsations and noise of a centrifugal pump. *Journal of Fluids Engineering*, 144(11).
19. Fu, Y., Yuan, J., Yuan, S., Li, Z., & Pace, G. (2023). Investigation of rotor-stator interaction and unsteady pressure pulsations in a centrifugal pump based on SBES method. *Physics of Fluids*, 35(4).
20. Sun, Y., & Liu, C. (2023). Large Eddy Simulation of tip clearance flow and its broadband noise in an axial fan. *Journal of Sound and Vibration*, 544, 117435.
21. Zhang, L., & Wang, H. (2022). Prediction of tonal noise from a subsonic axial fan with a coupled IDDES-FW-H approach. *Applied Acoustics*, 195, 108827.

22. Ramos-García, N., Shen, W. Z., & Sørensen, J. N. (2022). High-fidelity CFD/CAA simulations of aeroacoustics and performance of propellers for urban air mobility. *Aerospace Science and Technology*, 131, 107968.
23. Россихин А.А., Милешин В.И. Расчетное исследование влияния клокинга (clocking) на тональный шум первых двух подпорных ступеней турбореактивного двухконтурного двигателя // *Акустический журнал*. 2025. Т. 71. № 4. С. 582-597.
24. Россихин А.А., Дружинин Я.М., Милешин В.И. Расчетное исследование тонального шума модельного вентилятора со сверхнизкой окружной скоростью на режимах «набор высоты» и «взлет» с использованием метода расчета в частотной области // *Математическое моделирование*. 2025. Т. 37. № 5. С. 139-160.
25. Titarev, V. A., Chernyshev, S. A., & Faranosov, G. A. (2025). Численное моделирование аэродинамики и тонального шума винта с использованием параллельного кода «Gerbera». *Russian Journal of Numerical Analysis and Mathematical Modelling*, 40(4), 313–340.
26. Abalakin, I. V., Bakhvalov, P. A., Bobkov, V. G., Duben, A. P., Gorobets, A. V., Kozubskaya, T. K., Rodionov, P. V., & Zhdanova, N. S. (2024). Суперкомпьютерный код Noisette CFD&CAA для исследований и приложений. *Supercomputing Frontiers and Innovations*, 11(2), 78–101.
27. Копиев, В. Ф., Остриков, Н. Н., Фараносов, Г. А., Титарев, В. А., Денисов, С. Л., & Акиншин, Р. В. (2024). О механизме латеральной асимметрии излучения шума винта, установленного вблизи крыла. *Акустический журнал*, 70(5), 833–849.
28. Локшин И.Л. Исследование потока за колесами центробежных вентиляторов в относительном движении.- В кн.: *Промышленная аэродинамика./ ЦАГИ. М.: Оборонгиз, 1959, №12.*
29. Экардт. Мгновенные измерения в выходящем из рабочего колеса центробежного компрессора потоке типа “струя-след”.- *Энергетические машины и установки, 1975, №3.*
30. Джонсон, Мур. Развитие срывных зон в межлопаточных каналах центробежного колеса.-*Энергетические машины и установки, 1980, т.102, №2.*
31. Johnston, J. P., Halleen, R. M., & Lezius, D. K. (1972). Effects of spanwise rotation on the structure of two-dimensional fully developed turbulent channel flow. *Journal of Fluid Mechanics*, 56(3), 533–557.
32. Lighthill, M. J. (1952). On sound generated aerodynamically. I. General theory. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences*, 211(1107), 564–587.
33. Ffowcs Williams, J. E., & Hawkings, D. L. (1969). Sound generation by turbulence and surfaces in arbitrary motion. *Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Series A Mathematical and Physical Sciences*, 264(1151), 321–342.
34. Zhu, Y. J., Ou, Y. H., & Tian, J. (2008). Experimental and Numerical Investigation on Noise of Rotor Blade Passing Outlet Grille. *Noise Control Engineering Journal*, 56
35. Powell, A. (1964). Theory of vortex sound. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 36(1), 177–195.
36. Crow, S. C. (1970). Aerodynamic sound emission as a singular perturbation problem. *Studies in Applied Mathematics*, 49(1), 21–44.
37. К.И. Артамонов *Термогидро-акустическая устойчивость. М.:Машиностроение, 1982. – 261С.*
38. Howe, M. S. (1975). Contribution to the theory of aerodynamic sound, with application to excess jet noise and the theory of the flute. *Journal of Fluid Mechanics*, 71(4), 625–673.
39. Ribner, H. S. (1964). The Generation of Sound by Turbulent Jets. *Advances in*

Applied Mechanics, 8, 103–182.

40. Альбом течений жидкости и газа. Сост. М.Ван-Дайк. Пер. с англ. М., Мир, 1986.

41. Д. Г. Ахметов Формирование и основные параметры вихревых колес. Прикладная механика и техническая физика. 2001. Т. 42, N-о 5.

References

1. Pokrovsky, B.V., Yudin, E.Y. (1966). Main Features of Noise and Vibration in Centrifugal Pumps. *Akusticheskiy Zhurnal*, 12(3).
2. Thimany, J. (2014). Attacking Noise Early. *Mechanical Engineering*, 136(8), 44–49.
3. Chen, Y. N. (1961). Water-Pressure Oscillations in the Volute Casings of Storage Pumps. *Sulzer Technical Review*, (Research Number), 21–34.
4. Krivun, K.V., Timushev, S.F. (2023). Influence of the Mutual Position of Hexacopter Rotors on the Radiated Sound Power. *Noise Theory and Practice*, 9(2), 149-160.
5. Chernyshov, P.S., Kuznetsov, P.N. (2025). Experimental Study of Noise from a Propeller-Ring Thruster. *Noise Theory and Practice*, 11(2), 69-81.
6. Moshkov, P.A. (2021). Study of Audibility and Masking of Unmanned Aerial Vehicle Propeller Noise by Ambient Background. *Noise Theory and Practice*, 7(2), 28-38.
7. Pogosyan, M.A., Moshkov, P.A. (2023). Current Problems of Aeroacoustics for Fixed-Wing Propeller Aircraft. *Dynamics and Vibroacoustics*, 9(1), 6-15.
8. Giorgia Sinibaldi, Luca Marino, “Experimental analysis on the noise of propellers for small UAV,” *Applied Acoustics* Volume 74, Issue 1, January 2013, Pages 79-88
9. Moshkov P., Samokhin V., Yakovlev A., Bolun C. The problems of selecting the power plant for light propeller-driven aircraft and unmanned aerial vehicle taking into account the requirements for community noise // *Akustika*. 2021. Vol. 39. pp. 164–169.
10. Li, Z., He, F., & Huang, X. (2024). Active flow and noise control of a low-speed fan using synthetic jet actuators. *Journal of Sound and Vibration*, 568, 118049.
11. Zhou, P., & Li, Y. (2023). Active structural-acoustic control of blade passing frequency noise in a ventilation fan using piezoelectric actuators. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 186, 109863.
12. Zhao, B., & Yang, V. (2023). A machine learning framework for predicting unsteady pressure pulsations in a hydraulic turbine under off-design conditions. *Renewable Energy*, 216, 119080.
13. Wang, K., Sun, Y., & Liu, C. (2024). A deep learning-based surrogate model for rapid prediction of turbomachinery noise. *Applied Acoustics*, 215, 109732.
14. Thompson, D., & Zhang, X. (2024). Aeroacoustic design and optimization of a propeller for a quiet urban air vehicle. *Journal of Aircraft*, 61(2), 450-465.
15. Giezeman, R., & Ragni, D. (2023). Experimental characterization of installation effects on propeller noise for distributed electric propulsion. *Experiments in Fluids*, 64(2), 32.
16. Liu, J., Li, Y., & Liu, Z. (2022). Experimental and numerical investigation on the aerodynamic noise reduction of a cross-flow fan in air conditioning systems. *Building and Environment*, 223, 109458.
17. Schmidt, K., & Mueller, S. (2023). Flow-induced noise in automotive cooling fans: Mechanisms and mitigation through blade design. *SAE International Journal of Vehicle Dynamics, Stability, and NVH*, 7(2).
18. Gu, F., & Li, G. (2022). Numerical and experimental study on the influence of volute tongue design on pressure pulsations and noise of a centrifugal pump. *Journal of Fluids Engineering*, 144(11).

19. Fu, Y., Yuan, J., Yuan, S., Li, Z., & Pace, G. (2023). Investigation of rotor-stator interaction and unsteady pressure pulsations in a centrifugal pump based on SBES method. *Physics of Fluids*, 35(4).
20. Sun, Y., & Liu, C. (2023). Large Eddy Simulation of tip clearance flow and its broadband noise in an axial fan. *Journal of Sound and Vibration*, 544, 117435.
21. Zhang, L., & Wang, H. (2022). Prediction of tonal noise from a subsonic axial fan with a coupled IDDES-FW-H approach. *Applied Acoustics*, 195, 108827.
22. Ramos-García, N., Shen, W. Z., & Sørensen, J. N. (2022). High-fidelity CFD/CAA simulations of aeroacoustics and performance of propellers for urban air mobility. *Aerospace Science and Technology*, 131, 107968.
23. Rossikhin, A.A., Milesin, V.I. (2025). Numerical Study of the Clocking Effect on the Tonal Noise of the First Two Booster Stages of a Turbofan Engine. *Acoustical Physics*, 71(4), 582-597.
24. Rossikhin, A.A., Druzhinin, Ya.M., Milesin, V.I. (2025). Numerical Study of Tonal Noise from a Model Fan with Ultra-Low Circumferential Speed in "Climb" and "Take-off" Modes Using a Frequency-Domain Method. *Mathematical Models and Computer Simulations*, 37(5), 139-160.
25. Titarev, V. A., Chernyshev, S. A., & Faranosov, G. A. (2025). Numerical simulation of propeller aerodynamics and tonal noise using parallel code 'Gerbera'. *Russian Journal of Numerical Analysis and Mathematical Modelling*, 40(4), 313–340.
26. Abalakin, I. V., Bakhvalov, P. A., Bobkov, V. G., Duben, A. P., Gorobets, A. V., Kozubskaya, T. K., Rodionov, P. V., & Zhdanova, N. S. (2024). Noisette CFD&CAA supercomputer code for research and applications. *Supercomputing Frontiers and Innovations*, 11(2), 78–101.
27. Kopiev, V. F., Ostrikov, N. N., Faranosov, G. A., Titarev, V. A., Denisov, S. L., & Akinshin, R. V. (2024). On the mechanism of lateral asymmetry of noise radiation from a propeller installed near a wing. *Acoustical Physics*, 70(5), 833–849.
28. Lokshin, I.L. (1959). Investigation of the Flow Behind the Impellers of Centrifugal Fans in Relative Motion. In: *Industrial Aerodynamics*. TsAGI. Moscow: Oborongiz, Issue 12.
29. Eckardt, D. (1975). Instantaneous Measurements in the Jet-Wake Flow at the Exit of a Centrifugal Compressor Impeller. *Energomashinostroyeniye (Power Machinery)*, (3).
30. Johnson, M.W., Moore, J. (1980). The Development of Stall Zones in the Passages of a Centrifugal Impeller. *Energomashinostroyeniye (Power Machinery)*, 102(2).
31. Johnston, J. P., Halleen, R. M., & Lezius, D. K. (1972). Effects of spanwise rotation on the structure of two-dimensional fully developed turbulent channel flow. *Journal of Fluid Mechanics*, 56(3), 533–557.
32. Lighthill, M. J. (1952). On sound generated aerodynamically. I. General theory. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences*, 211(1107), 564–587.
33. Ffowcs Williams, J. E., & Hawkings, D. L. (1969). Sound generation by turbulence and surfaces in arbitrary motion. *Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Series A Mathematical and Physical Sciences*, 264(1151), 321–342.
34. Zhu, Y. J., Ou, Y. H., & Tian, J. (2008). Experimental and Numerical Investigation on Noise of Rotor Blade Passing Outlet Grille. *Noise Control Engineering Journal*, 56
35. Powell, A. (1964). Theory of vortex sound. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 36(1), 177–195.
36. Crow, S. C. (1970). Aerodynamic sound emission as a singular perturbation problem. *Studies in Applied Mathematics*, 49(1), 21–44.
37. : Artamonov, K.I. (1982). *Thermo-Hydro-Acoustic Stability*. Moscow:

Mashinostroenie. – 261 p.

38. Howe, M. S. (1975). Contribution to the theory of aerodynamic sound, with application to excess jet noise and the theory of the flute. *Journal of Fluid Mechanics*, 71(4), 625–673.

39. Ribner, H. S. (1964). The Generation of Sound by Turbulent Jets. *Advances in Applied Mechanics*, 8, 103–182.

40. Van Dyke, M. (1982). *An Album of Fluid Motion*. Stanford: The Parabolic Press.

41. Akhmetov, D.G. (2001). Formation and Main Parameters of Vortex Rings. *Journal of Applied Mechanics and Technical Physics*, 42(5)

УДК: 534.6

OECD: 01.03.AA

Аппроксимация промышленного предприятия с множественными источниками как плоского источника шума

Васильев А.П.^{1*}, Буторина М.В.², Васильева А.В.³

¹Старший преподаватель, ²Д.т.н., доцент, профессор кафедры, ³К.т.н., доцент кафедры

^{1,2,3}Кафедра «Техносферная безопасность и вычислительная механика»,

Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ»

им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, РФ

Аннотация

В статье рассматривается проблема повышения точности акустического моделирования промышленных объектов. Авторы указывают на ключевое ограничение действующей расчетной методики (ГОСТ 31295.2), которая оперирует лишь точечными источниками шума, что приводит к значительным погрешностям при расчете распределенных источников и необходимостью работать с сложными цифровыми моделями. В качестве решения предлагается принципиально новая методика, рассматривающая все предприятие или его технологическую площадку как единый плоский источник шума или несколько плоских источников. Разработанный подход позволяет устранить необходимость физически неадекватной дискретизации, снижает вычислительную нагрузку и демонстрирует лучшую сходимость с результатами натурных измерений по сравнению с традиционными методами. Теоретической основой метода служат положения СП 51.13330 и ГОСТ 31297. Статья включает описание методики сбора и предварительной обработки исходных данных, методологию отбора значимых источников шума и результаты апробации методики на реальном промышленном объекте.

Ключевые слова: промышленный шум, плоский источник шума, звуковая волна, звуковая мощность, внешний шум

Approximation of an Industrial Plant with Multiple Sources as a Planar Noise Source

Vasilev A.P.^{1*}, Butorina M.V.², Vasileva A.V.³

¹Senior lecturer, ²D.Sc., Associate Professor, Professor of the Department,

³Ph.D. Associate Professor of the Department

^{1,2,3}Department of Environmental Engineering and Computational Mechanics,

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

Abstract

This article addresses the challenge of enhancing the accuracy of acoustic modeling for industrial facilities. The authors identify a key limitation of the current standardized calculation method (GOST 31295.2), which only utilizes point sound sources. This approach leads to significant inaccuracies when modeling distributed noise sources and necessitates the use of complex digital models. As a solution, a fundamentally new methodology is proposed, which conceptualizes an entire industrial plant or its key technological areas as a single flat sound source or multiple flat sources. The developed approach eliminates the

need for physically inadequate discretization, reduces computational load, and demonstrates better agreement with field measurement results compared to traditional methods. The theoretical foundation of the method is based on the provisions of SP 51.13330 and GOST 31297. The article includes a description of the methodology for collecting and pre-processing initial data, the procedure for selecting significant noise sources, and the results of testing the method on a real industrial site.

Keywords: industrial noise, flat noise source, sound wave, sound power, external noise

Введение

Акустическое воздействие промышленных объектов представляет собой глобальную экологическую проблему. Согласно руководству по вопросам шума в окружающей среде Всемирной организации здравоохранения европейского региона [1], длительное воздействие повышенных уровней шума, в том числе промышленного, является вторым по значимости экологическим риск-фактором для здоровья населения после загрязнения воздуха. Это приводит к строгому ужесточению международных и национальных нормативов, что, в свою очередь, увеличивает риски для предприятий, включая финансовую ответственность и приостановку эксплуатации.

Ключевым инструментом для прогнозирования и снижения акустического воздействия является математическое моделирование процессов распространения шума на местности с последующей разработкой шумозащитных мероприятий. В Российской Федерации методика расчета распространения шума на местности регламентирована ГОСТ 31295.2 [2]. Фундаментальное ограничение этой методологии заключается в том, что она оперирует исключительно точечными источниками звука.

На практике это означает, что сложные распределенные источники шума (ИШ), характерные для промышленных предприятий (кровли цехов, площадки с оборудованием, протяженные системы вентиляции), должны быть дискретизированы – представлены в виде множества точечных эквивалентов. Даже современное специализированное ПО, позволяющее пользователю графически задавать линейные и плоские объекты, в основе своих алгоритмов проводит именно такую аппроксимацию. Данная процедура не является физически адекватной, что служит источником систематических погрешностей, особенно для крупногабаритных плоских излучателей, где ошибки в расчете интерференционных и дифракционных эффектов могут быть значительными [3].

В качестве альтернативы предлагается гипотеза о целесообразности моделирования всего промышленного предприятия или его ключевых технологических площадок в качестве единого протяженного источника шума (линейного или плоского). Теоретической базой для данного подхода служат действующие нормативные документы СП 51.13330 [4], который регламентирует определение суммарной шумовой характеристики предприятия на границе его территории как единого показателя и ГОСТ 31297 [5], устанавливающий методику измерения эквивалентного уровня звуковой мощности предприятия как целостного объекта.

На основе этой гипотезы опираясь на подходы, рассмотренные в [6] была разработана методика, которая позволяет рассматривать производственное предприятие с множественными источниками шума в качестве плоского источника и выполнять расчет распространения шума от такого источника с большей сходимостью с результатами измерений по сравнению с действующими методиками расчета. Таким образом, разрабатываемый метод направлен на создание физически более корректной и менее требовательной к вычислительным ресурсам модели, устраняющей необходимость в

искусственной дискретизации и позволяющей проводить как точное моделирование в программном обеспечении, так и упрощенные инженерные оценки.

Одной из сложностей при реализации поставленной задачи в случаях, когда отсутствует возможность провести измерения уровней звуковой мощности предприятия по действующей методике ГОСТ 31297 [5], например, на этапе проектирования нового производственного объекта, является разработка методики по определению звуковой мощности предприятия.

1 Разработка расчетного метода по определению уровня звуковой мощности предприятия с множественными источниками шума

Выполнение расчета уровня звуковой мощности плоского источника можно разделить на 4 последовательных задачи:

1) инвентаризация источников шума на предприятии, их систематизация и определение номенклатуры источников, которые целесообразно учитывать при выполнении дальнейших расчетов;

2) определение линейных параметров плоского источника и его суммарной площади;

3) оценка влияния эффектов экранирования шума от источников строениями и конструкциями, расположенными на территории предприятия;

4) оценка влияния высоты источников, в том числе высоты площадок, на которых расположены источники шума, кровли зданий, фасады с вентиляционными установками и т.д.

Протяженные линейные источники, расположенные не на площадке плоского источника, должны учитываться отдельно от плоского источника и соответственно должен выполняться отдельный расчет распространения шума от данных линейных источников с последующим суммированием звуковой энергии в расчетной точке.

Наиболее удобным методом по определению уровня звуковой мощности плоского источника, который представлен набором точечных источников, располагающихся на ограниченной площади, является метод энергетического суммирования уровней звуковой мощности данных точечных источников. В качестве исходных данных по акустическим характеристикам оборудования необходимо принимать измеренные уровни звуковой мощности в октавных полосах со среднегеометрическими частотами в диапазоне от 31,5 до 8000 Гц или акустические характеристики, представленные в паспортах и эксплуатационной документации на оборудование [6].

Определение линейных размеров плоского источника шума базируется на принципе подбора наименьшей площадки правильной формы (прямоугольник или многоугольник простой формы), которая будет включать в себя все плоскости и естественные площадки, с расположенными на них значимыми источниками шума, наиболее часто это кровли всех строений, на которых располагаются значимые источники звука (вентиляционные системы, выпуски технологического оборудования, градирни) [5].

Учет всех источников шума при выполнении расчетов нецелесообразен, так как вклад многих источников в формирование звукового поля даже на малом удалении от предприятия пренебрежимо мал и приведет только к усложнению расчетной модели. К источникам шума, которые целесообразно включать в расчет уровня звуковой мощности предприятия, относятся источники с наибольшими уровнями звуковой мощности.

Путем простых вычислений можно определить, что при рассмотрении выборки источников шума для ситуации, когда уровень звуковой мощности (УЗМ) 99 % источников меньше чем у источника с наибольшими УЗМ на 30 дБ, то вклад этих

источников при энергетическом суммировании УЗМ всех источников будет составлять 0,4 дБ, а если предположить, что доля таких источников составляет 98 %, а оставшиеся 2 % имеют равные уровни звуковой мощности, то вклад этих 98 % источников сократится до 0,2 дБ, при доле источников с УЗМ на 30 дБ больше чем у остальных в размере 3-5 % от общего числа, вклад оставшихся 97-95 % источников при наихудшей ситуации сократится до 0,1 дБ, а при большем количестве источников с высокими УЗМ величина вклада будет составлять менее 0,1 дБ. Результаты анализа приведены на рисунке 1.

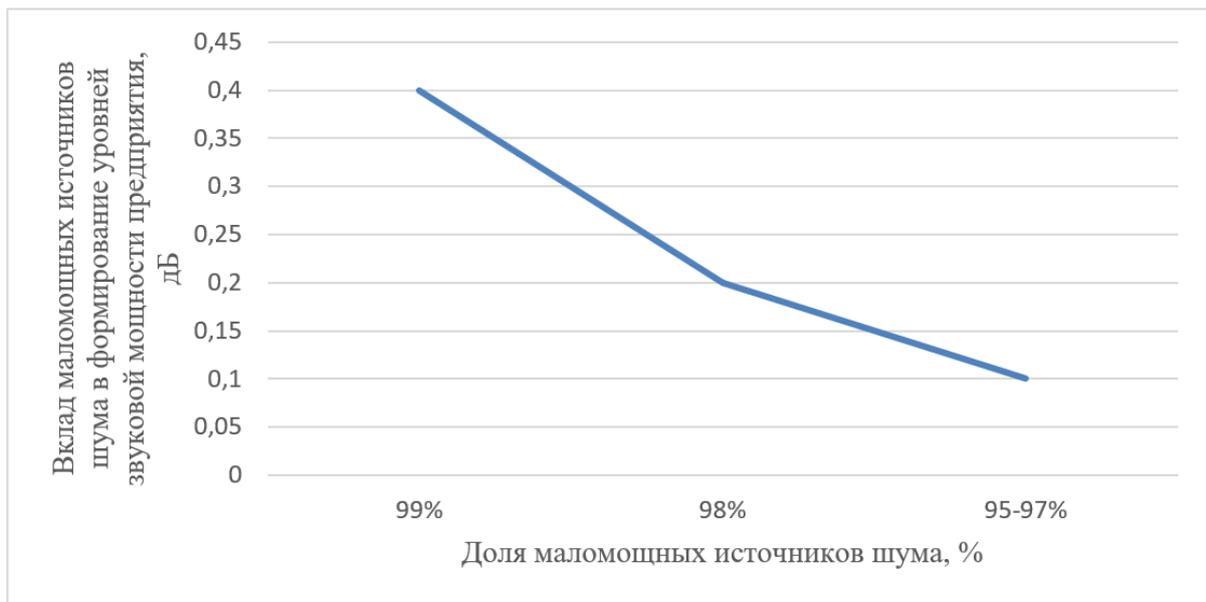


Рисунок 1 – График изменения вклада (при энергетическом суммировании УЗМ) источников шума, УЗМ которых на 30 дБ меньше, чем уровни наиболее мощного источника шума

При рассмотрении аналогичной выборки, где разница по УЗМ между источником с наибольшими УЗМ и остальными сокращается до 20 дБ, при доле источников с УЗМ с наибольшими уровнями в 1 %, вклад оставшихся 99 % источников составит 3 дБ, т.е. половину звуковой энергии, при доле источников с наибольшими УЗМ в 10 %, вклад остальных 90 % составляет 0,4 дБ, а с ростом доли источников с наибольшими УЗМ до 50 % вклад остальных источников снижается до менее 0,1 дБ. Результаты анализа приведены на рисунке 2.

Таким образом правила выбора источников шума на территории предприятия, которыми допускается пренебречь при расчёте уровней звуковой мощности предприятия описываются следующим образом:

точечные источники, уровни звуковой мощности которых как минимум на 30 дБ ниже уровней звуковой мощности наиболее мощного источника на рассматриваемой площадке,

точечные источники, уровни звуковой мощности которых как минимум на 20 дБ ниже уровней звуковой мощности группы наиболее мощных источников, при условии, что доля наиболее мощных источников (с превышением УЗМ > 20 дБ над остальными источниками шума) составляет 10 % и более от общего количества ИШ.

В качестве высоты расположения плоского источника шума в предложенном методе принимается характеристическая высота всех значимых источников шума на предприятии, которая определяется в соответствии с [5] по формуле:

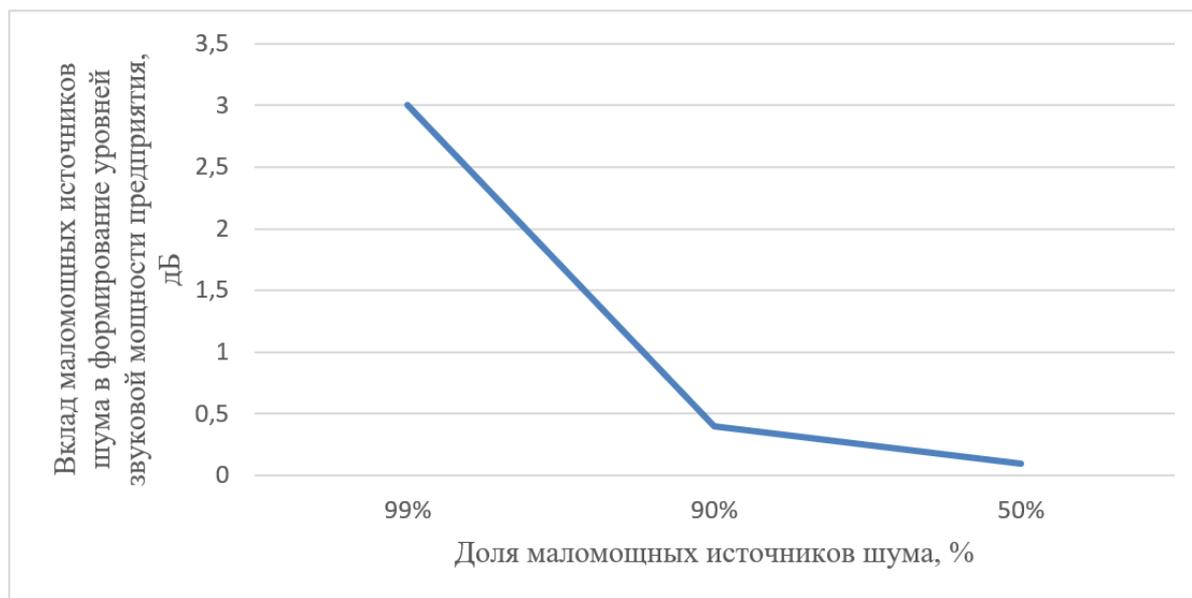


Рисунок 2 – График изменения вклада (при энергетическом суммировании УЗМ) источников шума, уровни звуковой мощности которых на 20 дБ меньше, чем уровни группы наиболее мощных источников

$$H = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n h_k, \text{ м}, \quad (1)$$

где n – количество источников шума, h_k – высота акустического центра k -го источника шума, м. Если положение акустического центра неизвестно, то в качестве него принимают среднюю точку источника шума.

Если на предприятии имеются высокие источники шума, т.е. высота данных источников значительно отличается от характеристической высоты предприятия (в 2 и более раз) и если вследствие экранирования и/или характеристик направленности этих источников нет возможности корректно учесть их влияние на результирующий уровень звуковой мощности предприятия, то целесообразно оценить распространение шума от этих источников отдельно с выполнением операции энергетического суммирования в расчетной точке.

2 Натурные измерения и реализация предложенной методики определения уровня звуковой мощности предприятия

Для проверки предложенной методики определения уровней звуковой мощности предприятия были проведены натурные измерения уровней звукового давления и уровней звука источников шума на территории промышленного предприятия.

Эксперимент включает в себя три основных этапа:

проведение инвентаризации источников шума на территории предприятия;
измерение уровней звукового давления и уровней звука всех источников шума, расположенных на территории предприятия, а также определение их уровней звуковой мощности;

анализ шумовых характеристик источников шума, расположения источников шума по отношению друг к другу и к расчетным точкам, отбор значимых источников и расчет итоговой звуковой мощности промышленного предприятия по предложенной методике.

Инвентаризация источников шума на предприятии выявила 129 источников шума, представленных преимущественно технологическим оборудованием (элементы вентиляционных систем, приводные элементы норий, конвейерное оборудование), а также передвижными источниками шума: авто- и железнодорожным транспортом (маневровый локомотив) и выполнения технологических операций погрузки и разгрузки.

Измерения производились с помощью поверенной измерительной системы 1 класса точности на базе шумомера-виброметра, анализатора спектра «ЭКОФИЗИКА-110А» с предусилителем Р200 и микрофоном ВМК-205. До и после проведения измерений была выполнена проверка калибровки измерительного тракта с применением акустического калибратора АК-1000.

Измерения шумовых характеристик оборудования производились по методике измерений, разработанной на основе МИ ПКФ 12-006 [7], с учетом отдельных рекомендаций методик измерений, изложенных в ГОСТ Р ИСО 3744 и ГОСТ Р ИСО 3746 [8]-[9]. В каждой точке измерений производилось не менее 3 измерений, продолжительность каждого измерения подбиралась исходя из анализа режимов работы оборудования, но при этом была не менее 20 с [8].

Измеряемыми параметрами были уровни звукового давления в октавных полосах со среднегеометрическими частотами в диапазоне от 31,5 до 8000 Гц, а также для оперативной оценки и сравнения источников шума между собой эквивалентный и максимальный уровни звука. Затем руководствуясь подходом, реализованным в [8]-[9], выполнялось определение уровней звуковой мощности отдельных источников шума.

При наличии технических и организационных возможностей в наиболее репрезентативных точках измерений вблизи каждой из единиц оборудования производились измерения фоновых уровней шума и выполнялась коррекция измеренных уровней звукового давления на фоновый шум. Однако, ввиду особенностей технологического процесса и непрерывного режима работы оборудования на предприятии, измерения фонового шума были возможны только при измерениях шума от систем транспортировки сыпучих материалов на предприятии (конвейерное оборудование и нории), а также автомобильного и железнодорожного транспорта [10]-[11]. Также, ввиду отсутствия возможности отключения источников шума на территории предприятия, не выполнялась оценка свойств испытательного пространства и соответственно не выполнялась корректировка результатов измерений на свойства испытательного пространства при определении уровней звуковой мощности источников шума.

По результатам анализа измеренных и рассчитанных параметров было выявлено, что эквивалентные скорректированные по А уровни звуковой мощности источников шума, расположенных на территории предприятия лежат в диапазоне от 63 до 114 дБА. При реализации предложенной методики учета значимых источников шума из дальнейшей обработки был исключен 121 источник шума, из них 97 – источники, УЗМ которых были на 30 дБ меньше, чем у источника с наибольшей звуковой мощностью, и 24 источника шума с УЗМ на 20 дБ ниже, чем у группы наиболее мощных источников.

Все значимые источники шума данного предприятия располагаются на кровлях строений, а характеристическая высота источников шума предприятия составила 25 метров.

Влияния эффектов экранирования источников шума при воздействии предприятия на прилегающие территории не выявлено.

Также методом энергетического суммирования оставшихся значимых источников шума был рассчитан итоговый уровень звуковой мощности плоского источника звука [12], аппроксимированного из точечных источников на территории предприятия, определяемый по формуле:

$$L_{w, \text{ИШ}} = 10 \lg \sum_{i=1}^n 10^{0,1 \cdot L_{w,i}}, \text{ м}, \quad (2)$$

где $L_{w,i}$ – уровень звуковой мощности i -го точечного ИШ, дБ.

Рассчитанные уровни звуковой мощности для рассматриваемого предприятия представлены в таблице 1.

Таблица 1 – уровни звуковой мощности плоского источника звука

Уровни звуковой мощности L_W , дБ в октавных полосах со среднегеометрическими частотами частот, Гц									Эквивалентный скорректированный уровень звуковой мощности L_{WA} , дБА
31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
113,8	115,0	116,5	113,2	113,9	110,3	104,7	99,4	94,6	118,5

Заключение

В ходе исследования были выполнены экспериментальные исследования шумовых характеристик источников шума.

Разработана методика аппроксимации промышленного предприятия с множественными источниками шума как плоского источника шума.

Проведен расчет уровня звуковой мощности плоского источника шума по предложенной методике. Результаты расчета подтвердили возможность применения, предложенного в [3] метода для расчета распространения шума на местности.

Список использованных источников

1. Руководство по вопросам шума в окружающей среде Всемирной организации здравоохранения европейского региона: региональное отделение ВОЗ для Европы, штаб-квартира ООН, Мармореж 51, 2100 Копенгаген, Дания. – 2018.
2. ГОСТ 31295.2-2005 (ИСО 9613-2:1996) Шум. Затухание звука при распространении на местности. Часть 2. Общий метод расчёта - М.: Стандартинформ, 2006. - 23 с.
3. Буторина М.В., Васильев А.П., Васильева А.В. Расчет распространения внешнего шума промышленного предприятия // Noise Theory and Practice. – 2025. – Т. 11, № 3. – С. 32-42.
4. Свод правил СП 51.13330.2011 «Защита от шума» Актуализированная редакция СНиП 23-03-2003 // Техэксперт : [Электронный ресурс]. - URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200084097> (дата обращения 29.07.2025).
5. ГОСТ 31297-2005 (ИСО 8297:1994) Шум. Технический метод определения уровней звуковой мощности промышленных предприятий с множественными источниками шума для оценки уровней звукового давления в окружающей среде - М.: Стандартинформ, 2006. - 18 с.
6. Буторина М.В. Картирование шума транспорта на территории городской застройки - Санкт-Петербург : БГТУ, 2020. - 224 с. - ISBN 978-5-907324-15-2.
7. МИ ПКФ-12-006 Однократные прямые измерения уровней звука, звукового давления и вибрации приборами серий Октава и Экофизика. Методика измерений.

Приложение к руководствам по эксплуатации ПКДУ.411000.03РЭ, ПКДУ.411000.005РЭ, ПКДУ.411000.010РЭ, ПКДУ.411000.003РЭ, ПКДУ.411000.001РЭ (АВНР.411171.007РЭ), ПКДУ.411000.001.02РЭ, ПКДУ.411000.001.03РЭ, ПКДУ.411000.002.01РЭ, РЭ 4381-003-76596538-06, РЭ 4381-002-76596538-05, РЭ 4277-002-76596538-05. Редакция 17 (Издание 2024 года) // Техэксперт : [Электронный ресурс]. - URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200130437> (дата обращения 20.10.2025).

8. ГОСТ Р ИСО 3744-2013 Акустика. Определение уровней звуковой мощности и звуковой энергии источников шума по звуковому давлению. Технический метод в существенно свободном звуковом поле над звукоотражающей плоскостью // Техэксперт : [Электронный ресурс]. - URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200108155> (дата обращения 20.10.2025).

9. ГОСТ Р ИСО 3746-2013 Акустика. Определение уровней звуковой мощности и звуковой энергии источников шума по звуковому давлению. Ориентировочный метод с использованием измерительной поверхности над звукоотражающей плоскостью // Техэксперт : [Электронный ресурс]. - URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200107816> (дата обращения 20.10.2025).

10. Кузнецова Е.Б., Булавина И.Д. О необходимости учета фоновых шума при определении границ санитарно-защитной зоны // Здоровье - основа человеческого потенциала: проблемы и пути их решения. – 2020. – Т. 15, № 1. – С. 365-372.

11. Пономарев А.Л., Уланова Т.С., Молок О.А., Одегов А.А. Метод измерения шума и оценка вклада крупного промышленного предприятия в шумовую обстановку селитебной территории // Здоровье населения и среда обитания - ЗНиСО. – 2022. – Т. 30, № 12. – С. 59-65. – DOI 10.35627/2219-5238/2022-30-12-59-65.

12. Иванов Н.И. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: учебник для вузов - Изд. 4-е, перераб. и доп. - М. : Логос, 2015. - 431 с. - ISBN 978-5-98704-659-3.

References

1. Environmental noise guidelines for the European Region: WHO Regional Office for Europe, UN City, Marmorvej 51, DK-2100 Copenhagen, Denmark. – 2018.

2. GOST 31295.2-2005 (ISO 9613-2:1996) Noise. Attenuation of sound during propagation outdoors. Part 2. General method of calculation - М.: Standartinform, 2006. – 23 p.

3. Butorina M.V., Vasilev A.P., Vasileva A.V. Prediction of external noise propagation from an industrial plant // Noise Theory and Practice. – 2025. – D. N. 11, № 3. - P. 32-42.

4. Code of rules SP 51.13330.2011 'Noise protection' Updated version of SNIIP 23-03-2003 // Techexpert : [Electronic resource]. - URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200084097> (date of reference 29.07.2025).

5. GOST 31297-2005 (ISO 8297:1994) Noise. Engineering method of determination of sound power levels of multisource industrial plants for evaluation of sound pressure levels in the environment - М.: Standartinform, 2006. – 18 p.

6. Butorina M.V. Mapping of transport noise in urban areas - St. Petersburg : BSTU, 2020. - 224 p. - ISBN 978-5-907324-15-2.

7. MI PKF-12-006 Single direct measurements of sound levels, sound pressure and vibration using Octava and Ekofizika series instruments. Measurement Procedure. Appendix to the Operational Manuals ПКДУ.411000.03РЭ, ПКДУ.411000.005РЭ, ПКДУ.411000.010РЭ, ПКДУ.411000.003РЭ, ПКДУ.411000.001РЭ (АВНР.411171.007РЭ),

ПКДУ.411000.001.02РЭ, ПКДУ.411000.001.03РЭ, ПКДУ.411000.002.01РЭ, РЭ 4381-003-76596538-06, РЭ 4381-002-76596538-05, РЭ 4277-002-76596538-05. Revision 17 (2024 Edition) // TechExpert: [Electronic resource]. - URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200130437> (accessed 20.10.2025).

8. GOST R ISO 3744-2013 Acoustics. Determination of sound power levels and sound energy levels of noise sources using sound pressure. Engineering methods for an essentially free field over a reflecting plane // TechExpert: [Electronic resource]. - URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200108155> (accessed 20.10.2025).

9. GOST R ISO 3746-2013 Acoustics. Determination of sound power levels and sound energy levels of noise sources using sound pressure. Survey method using an enveloping measurement surface over a reflecting plane // TechExpert: [Electronic resource]. - URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200107816> (accessed 20.10.2025).

10. Kuznetsova E.B., Bulavina I.D. On the need to account for background noise when determining the boundaries of a sanitary protection zone // Health - the basis of human potential: problems and solutions. – 2020. – D. N. 15, № 1. – P. 365-372.

11. Ponomarev A.L., Ulanova T.S., Molok O.A., Odegov A.A. A method for measuring noise and assessing the contribution of a large industrial enterprise to the noise environment of a residential area // Population health and habitat - ZNiSO. – 2022. – Vol. 30, No. 12. – P. 59-65. – DOI 10.35627/2219-5238/2022-30-12-59-65.

12. Ivanov N.I. Engineering acoustics. Theory and practice of noise abatement: textbook for Universities - 4th Ed., revised. and add. - M. : Logos, 2015. - 431 p. - ISBN 978-5-98704-659-3.

УДК: 629.017:629.018

OECD: 629.017:629.018

Моделирование свойств низкочастотных акустических метаматериалов

Рахматов Р.И.^{1*}, Говердовский В.Н.², Карпов Е.В.³¹К.т.н., с.н.с, ²Д.т.н., в.н.с., ³Д.ф.-м.н., г.н.с.^{1,2,3}Московский политехнический университет, г. Москва, РФ

Аннотация

В статье представлен подход к решению одной из критических проблем акустики: низкочастотных звуковых колебаний, оказывающих вредное и опасное влияние на качество жизни и жизнедеятельность человека. Подход включает алгоритм численного решения задач моделирования и оптимизации структуры и геометрии элементов акустического метаматериала (АММ). Валидность подхода подтверждена данными стендовых испытаний образцов в акустическом волноводе. Результаты показывают, что разработанные АММ способны стать высокоэффективным средством для широкополосной звукоизоляции. В частности, образцы АММ толщиной 8–10 мм обеспечивают беспрецедентно высокую эффективность, $TL > 30$ дБ, звукоизоляции, начиная с полосы частот 250–320 Гц, достигая значений $TL = 40$ –44 дБ в более высоких полосах частот, 500–1600 Гц. Подход может быть применен для проектирования и практического использования новых АММ в системах звукоизоляции на транспорте, в строительстве, других отраслях.

Ключевые слова: низкочастотный воздушный шум, звукоизоляция, акустический метаматериал, численное моделирование, параметрическая оптимизация, экспериментальное исследование

Modeling the properties of the low frequency acoustic metamaterials

Rakhmatov R.I.^{1}, Goverdovskiy V.N.², Karpov E.V.³**¹Ph.D., Senior researcher, ²D.Sc., Leading researcher, ³D.Sc., Principal researcher**^{1,2,3}Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia*

Abstract

This paper presents an approach to solving a critical problem in acoustics: suppression the low-frequency sound harmfully and dangerously affecting the human life and activity. The approach includes an algorithm for numerically solving the problems of designing, setup and optimizing the elements' structure and geometry of an acoustic metamaterial (AMM). The validity of the approach is confirmed though the testing the samples in the acoustic duct. The results show, the AMM designed can be a highly effective for the broadband sound insulation. In particular, the AMM of 8 to 10 mm thickness samples provide unprecedentedly high efficiency, $TL > 30$ dB, starting from the frequency band 250 to 320 Hz, and rising the values to $TL = 40$ –44 dB in the higher frequency bands, 500 to 1600 Hz. This approach can be applied for designing and practical use the new AMMs for sound insulating in transportation, construction, and other industries.

Keywords: *low-frequency airborne noise, sound insulation, acoustic metamaterial, computer simulation, parametric optimization, experimental study*

*E-mail: rakhmatov.rakhmatdzhon@gmail.com (Рахматов Р.И.)

Введение

Акустические метаматериалы (АММ) – искусственно создаваемые композитные конструкции, свойства которых определяются не столько элементным составом, сколько возможностями настройки внутри- и межслойных структурных связей и геометрии элементов для эффективного управления акустическими волнами или их ослабления в заданном диапазоне частот. АММ являются одним из ключевых объектов современных и перспективных научных исследований [1–3]. Известные разработки АММ показывают многообещающие результаты в решении практических задач ослабления звуковых колебаний и шума на средних и высоких частотах [4–11]. Однако известные решения недостаточно эффективны в диапазоне низких и средних частот. Недавние исследования показали, что АММ могут обеспечивать некоторую эффективность по критерию «потери мощности звука» (transmission loss, TL) в отдельных полосах низких частот [2, 12, 13]. В данной работе предложен подход к проектированию АММ, который способен обеспечить качественную широкополосную звукоизоляцию в исследуемом диапазоне. В рамках подхода, разработан и реализован численный алгоритм моделирования тонкослойных композитных элементов с настройкой структуры и геометрии путем варьирования размеров, массовой плотности и объемного модуля упругости элементов. Валидность подхода подтверждается результатами испытаний тест-образцов АММ из элементов на основе высокомолекулярных полимеров с полидисперсными наполнителями из неорганических и биорганических материалов. Испытания проведены в сертифицированном акустическом волноводе по методу четырех микрофонов.

1 Разработка структуры и геометрии модели АММ

1.1 Параметризация и структурирование элементов модели

Конечно-элементное (КЭ) моделирование выполнено путем формирования и варьирования параметров тонких слоев структурных (композитных) элементов АММ. В качестве исходной базы для моделирования использованы экспериментальные данные о пространственном распределении и размерах пор, массовой плотности и объемном модуле упругости тест-образцов, основа (матрица) которых изготовлена из литевых полиуретанов с наполнителями в виде полидисперсной фазы из неорганических, органических или комбинированных материалов [14].

Далее выполнена послойная геометрическая параметризация исходной КЭ-модели, пример которой показан на рисунке 1.

Для минимизации толщины z слоя структурного элемента и, соответственно, массы АММ, количество слоев КЭ-модели было ограничено пятью.

На рисунке 2 представлена исходная КЭ-модель композитного элемента для исследования и анализа эффективности звукоизоляции с помощью проектируемого АММ по критерию потери мощности звука (transmission loss, TL) и последующей настройки структуры и геометрии. Граничные условия для моделирования: каналные акустические моды на входе в КЭ-модель АММ задавались с амплитудой 1 Па; на выходе – «абсолютно согласуемый слой» (полное затухание).

1.2 Расчеты акустических характеристик и параметрическая оптимизация АММ

Выполнено моделирование акустических характеристик (звукоизоляция по TL-критерию) с помощью исходной КЭ-модели, представленной на рисунке 2. Результаты (пример) тестовых расчетов представлены на рисунке 3.

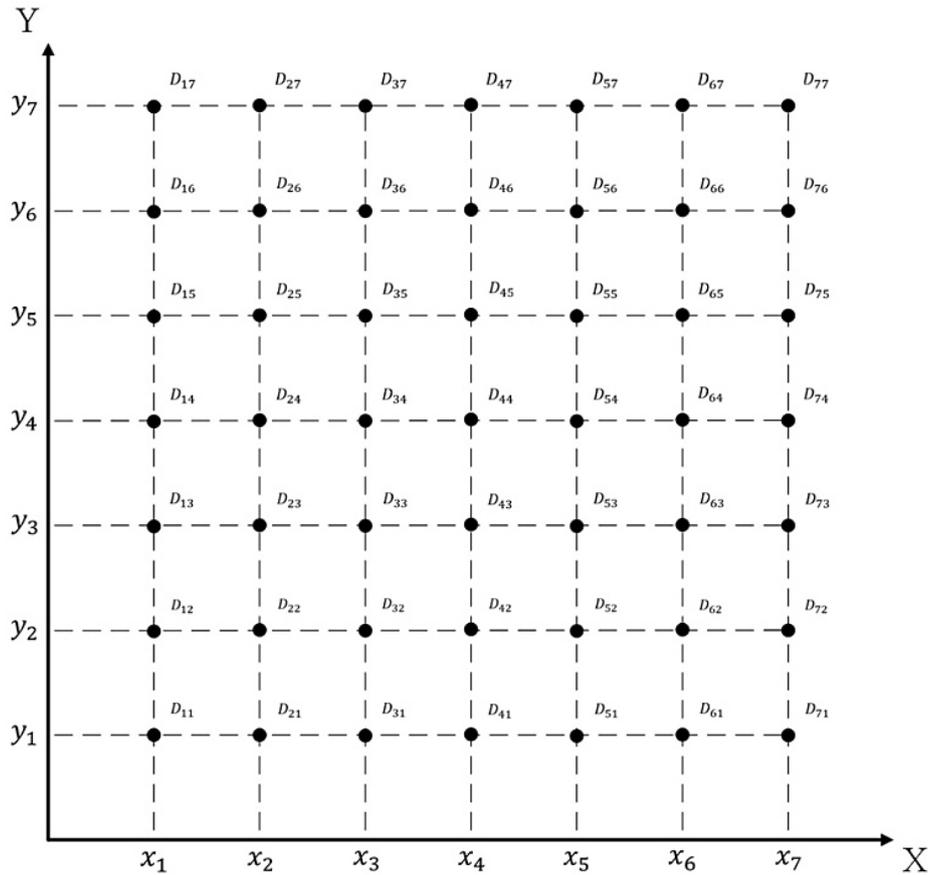


Рисунок 1 – Параметризация исходного слоя КЭ-модели АММ. Здесь D – диаметры пор в слое (мм), $x_n - x_{n-1} = l_x$, $y_n - y_{n-1} = l_y$, и $z_n - z_{n-1} = l_z$, x , y и z – расстояния между порами в направлениях (мм)

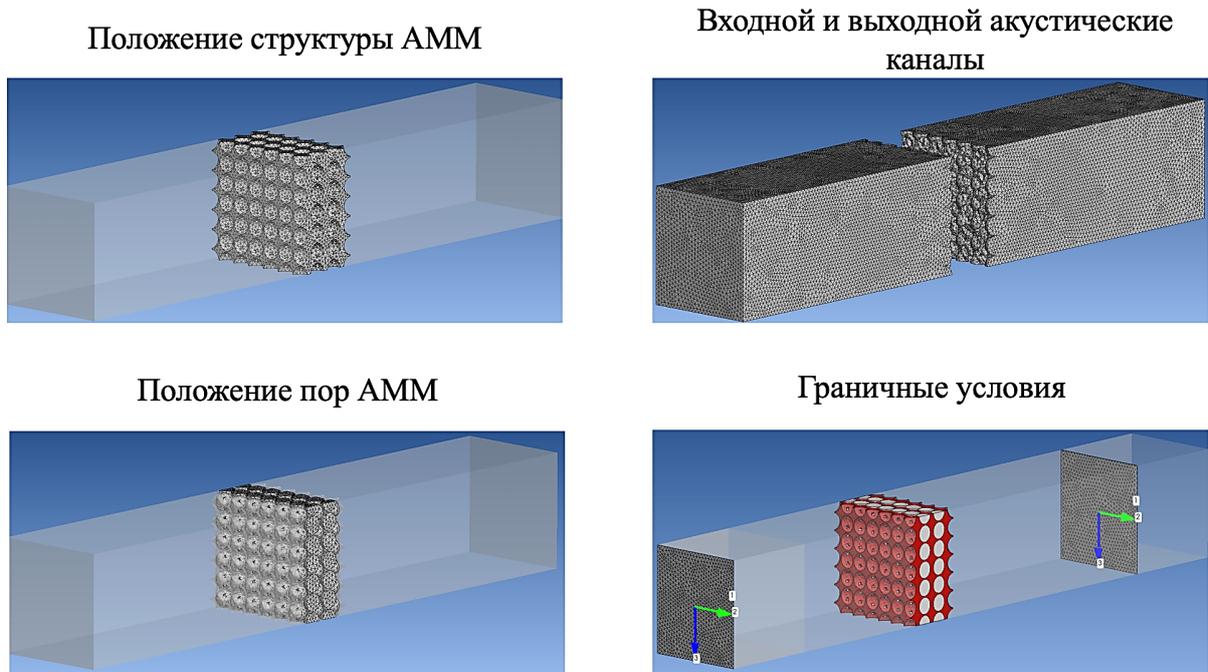


Рисунок 2 – Общая КЭ-модель для численного исследования АММ

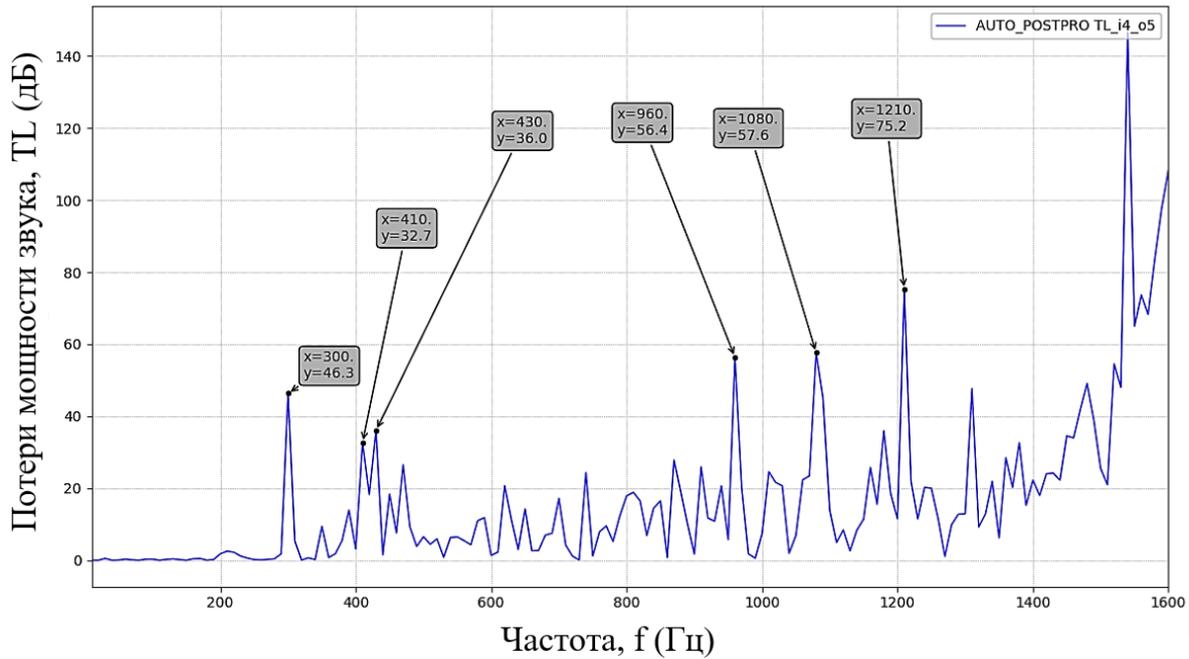


Рисунок 3 – Эффективность низкочастотного подавления звуковых колебаний по TL-критерию, Тестирование исходной КЭ-модели АММ (пример)

В процессе расчетов определялись корреляционные зависимости параметров КЭ-модели и прогнозные значения характеристик эффективности АММ. Примеры корреляционной матрицы на частоте 63 Гц показаны на рисунке 4.

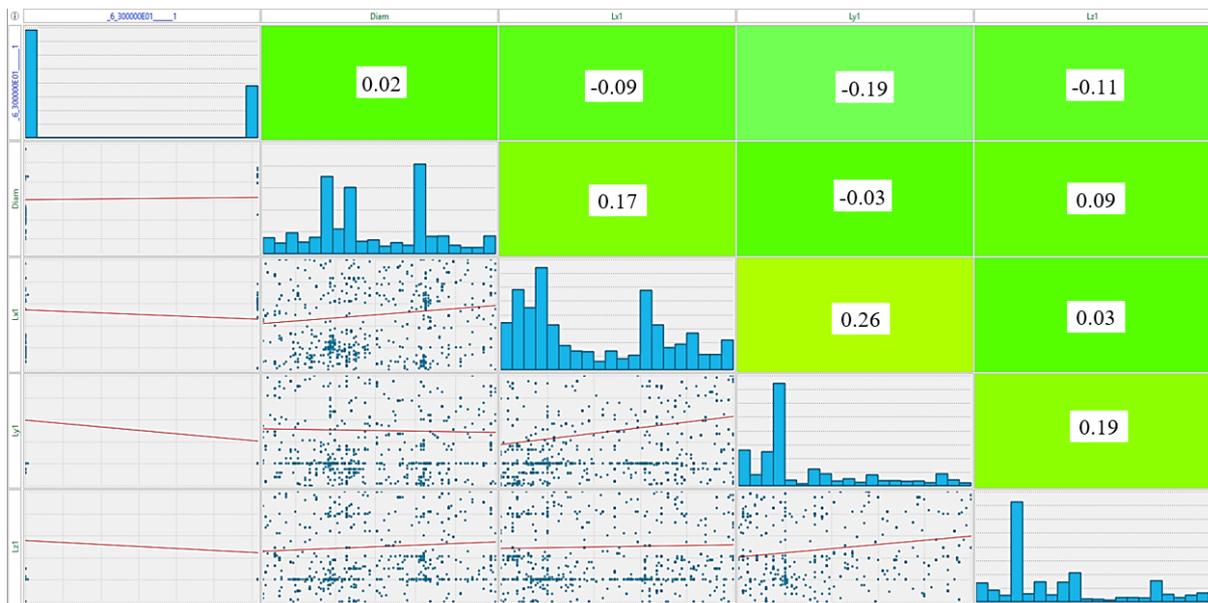


Рисунок 4 – Корреляция геометрических параметров и акустических характеристик АММ

Из анализа результатов (см. рисунки 3 и 4) следует, в частности, почти линейная зависимость TL-значений от размеров ячеек пористой структуры композитных элементов АММ, причем практически во всем исследуемом диапазоне частот. При этом коэффициент корреляции геометрических параметров КЭ-модели АММ и механических

характеристик (массовая плотность и объемный модуль упругости) элементов АММ составляет ~ 0.02 . Двукратное и более изменение геометрических параметров приводит к расслаиванию структуры, при этом TL-значения увеличиваются.

На основе ИИ-платформы SHERPA [15], используя параметрический оптимизатор Siemens' HEEDs [16], разработаны алгоритм и итерационная процедура проведения численного эксперимента по оптимизации структуры и геометрии КЭ-модели АММ. В качестве исходных переменных приняты параметры слоев (см. рисунок 1). Целевая функция оптимизационной задачи – получение требуемых TL-значений для дискретного ряда частот исследуемого диапазона. На рисунке 5 показаны стоп-кадры процедуры, с помощью которой получены 2500 вариантов структуры КЭ-модели АММ.

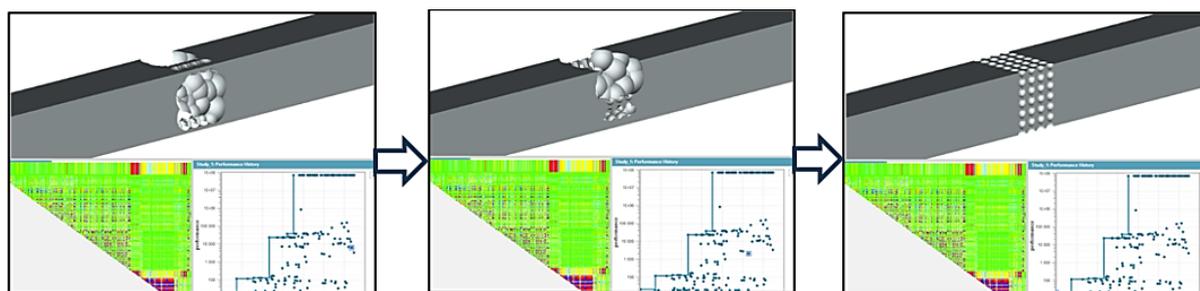


Рисунок 5 – Итерационная процедура оптимизации структуры и геометрии слоев КЭ-модели АММ (пример)

Помимо алгоритма SHERPA, использовались другие алгоритмы искусственного интеллекта (ИИ) с точным анализом в рамках гибридно-адаптивной поисковой системы, для активного обучения модели и ускорения поиска оптимальной структуры АММ, что позволило сократить время поиска на 32%. Кроме того, примененная ИИ-платформа позволяет повторно использовать предыдущие данные, предоставляя ценную информацию для проектирования новых вариантов модели АММ с требуемыми характеристиками, что в конечном итоге экономит время и средства. По результатам решения оптимизационной задачи найдено более 270 вариантов структуры и геометрии модели АММ, способных качественно изменить звукоизоляцию в исследуемом диапазоне частот (см. один из вариантов структуры на рисунке 6).

Выполнено численное моделирование распределения звуковых давлений по сечению оптимизированных композитных элементов АММ в исследуемом диапазоне частот. На рисунке 7 представлены результаты моделирования (примеры) для частот критических низких и средних полос диапазона.

Анализ результатов показывает, что разработанная КЭ-модель АММ способна качественно изменить поле возбуждения звуковых колебаний (см. входной сигнал). Это особенно важно для более низких частот: АММ эффективно блокирует прохождение звуковой энергии (см. пример на рисунке 7а). Как результат, звуковое поле на выходе КЭ-модели имеет принципиально иную структуру, при этом интенсивность колебаний существенно ниже значений на входе. В целом, параметры композитных элементов КЭ-модели АММ настраивались на широкополосную звукоизоляцию в исследуемом диапазоне. Следует отметить также, что в композитных элементах с оптимальными структурой и геометрией наблюдается повышенное звуковое давление (см. примеры на рисунках 7а–7б). Внутри них интенсивно снижается энергия падающей волны, элементы переизлучают её, создавая сложное звуковое поле на выходе. Таким образом, разрабатываемые АММ способны качественно выполнять свою функцию – кратно уменьшать энергию звуковых колебаний на критических низких и средних частотах.

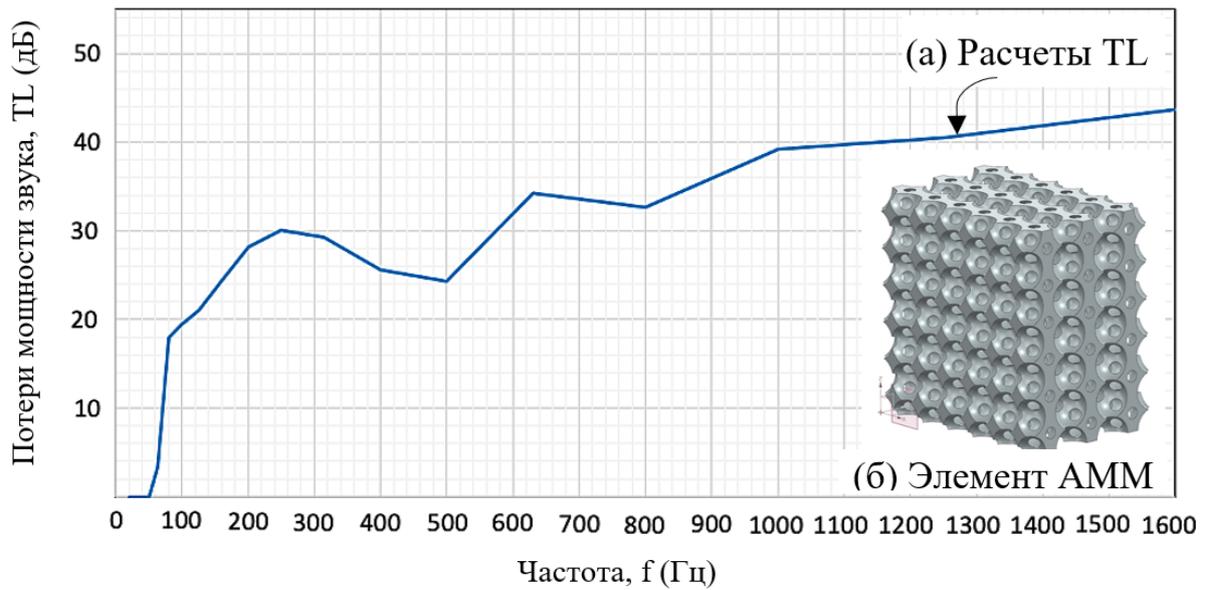


Рисунок 6 – Результаты оптимизации структуры и геометрии КЭ-модели АММ (пример): (а) расчеты функции $TL(f)$, (б) композитный элемент АММ

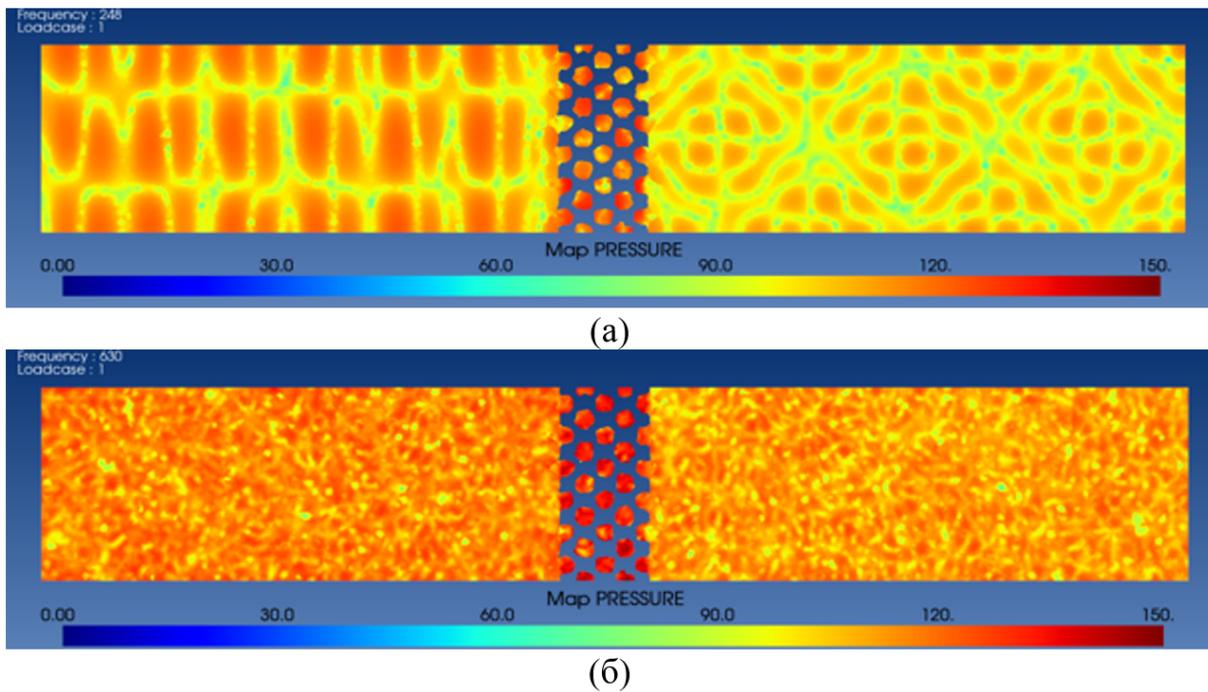


Рисунок 7 – Распределение значений звукового давления по сечению композитного элемента АММ на критических частотах: (а) 248 Гц, (б) 630 Гц

2 Валидация расчетных характеристик КЭ-модели АММ

Для оценки адекватности акустических характеристик, рассчитанных с помощью моделей композитных элементов АММ, выполнены экспериментальные исследования тест-образцов элементов в акустическом волноводе.

2.1 Стендовое моделирование звуковых сигналов

Исследованы уровни потерь мощности звуковых колебаний тест-образцов композитных элементов АММ. Тесты-образцы: композиты, основу которых составляют литьевые полиуретаны (ЛПУ), в которые введены модифицирующие наполнители – полидисперсные частицы неорганических и/или биорганических порошковых материалов с заданными удельными характеристиками. Эффективная толщина каждого из примененных в стендовом эксперименте тест-образцов составляла 8–10 мм [14].

На рисунке 8 показан алгоритм измерения звукового давления на входе-выходе модели системы звукоизоляции и статистического анализа эффективности системы по ТЛ-критерию в исследуемом диапазоне низких и средних частот $f = 20\text{--}1600$ Гц.



Рисунок 8 – Блок-схема измерения и анализа потерь мощности звука

Алгоритм реализован на сертифицированном автоматизированном комплексе испытательного оборудования. Комплекс состоит из 100-мм акустического волновода, четырех широкополосных микрофонов и портативного прибора, включающего источник питания, генератор случайного шума, усилитель и преобразователь аналоговых сигналов в цифровые, анализатор спектра методом быстрого преобразования Фурье (FFT-анализатор) в диапазоне частот $f = 20\text{--}1600$ Гц. Программное обеспечение комплекса позволяет автоматически, в онлайн режиме, выполнять статистическую обработку измеренных сигналов, расчеты ТЛ-значений, анализ и графическое представление данных измерений и расчетов [17].

2.2 Сравнение результатов численного и физического экспериментов

Экспериментальные исследования выполнены с применением серии тест-образцов композитных элементов АММ. Характеристики пористости, массовой плотности и объемного модуля упругости композиционных материалов, из которых изготовлены тест-образцы элементов, были использованы при численном моделировании. На рисунке 9 представлен сравнительный пример эффективности системы звукоизоляции с помощью КЭ-модели композитного элемента и структурно и геометрически подобного тест-образца

элемента, изготовленного из специального полимера на основе ЛПУ с наполнителем из микросфер золы уноса [14].

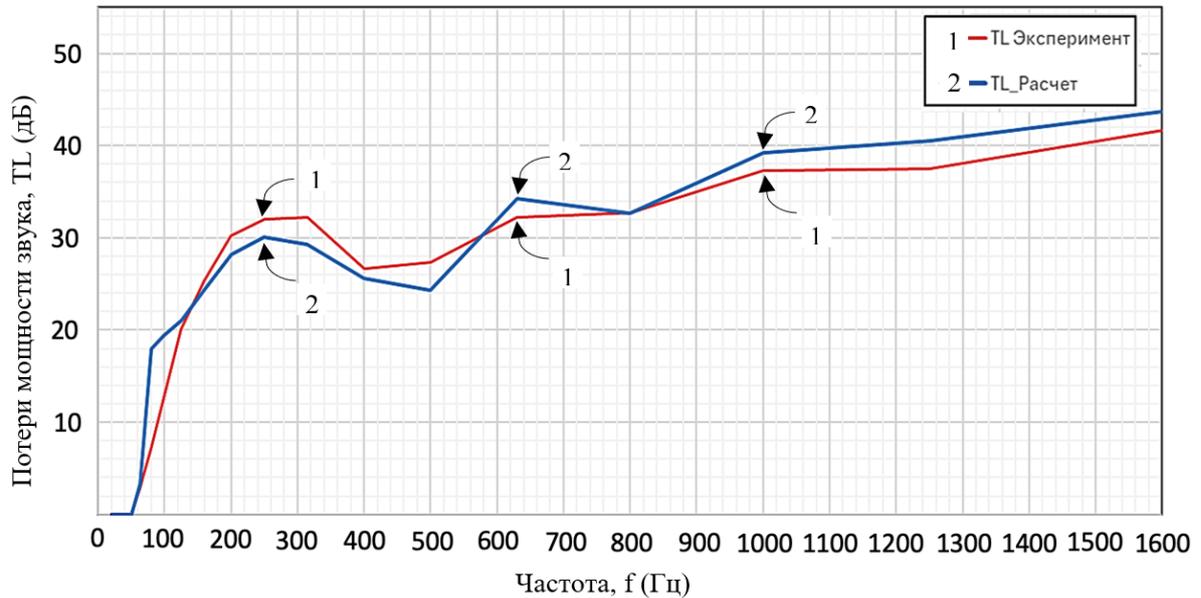


Рисунок 9 – Результаты (пример) экспериментальной валидации КЭ-модели АММ

Из рисунка 9 следует, что, начиная с 50 Гц, имеет место резкий рост качества звукоизоляции, достигающий локального максимума $TL \approx 32$ дБ в полосе частот 250–320 Гц. Далее, в полосе частот менее 500 Гц эффективность звукоизоляции несколько снижается, до $TL \approx 24$ –26 дБ. Начиная с 500 Гц, качество звукоизоляции непрерывно возрастает, достигая значений $TL \approx 34$ –39 дБ и $TL \approx 40$ –44 дБ в полосах частот 600–1000 Гц и 1200–1600 Гц, соответственно. Сравнительный анализ численных и физических значений акустических характеристик показывает, что представленная КЭ-модель АММ может быть использована для дальнейшей разработки реальных АММ, способных качественно изменить широкополосную звукоизоляцию.

Заключение

В статье представлены результаты применения нового подхода к решению одной из критических проблем акустики – снижение уровней воздействия воздушного шума, оказывающего вредное и опасное влияние на здоровье, качество жизни и эффективность жизнедеятельности человека. В рамках подхода разработана численная модель акустического метаматериала (АММ), продемонстрированы работоспособность модели, её возможности для настройки и оптимизации структуры и геометрии АММ. Валидность подхода подтверждена результатами испытаний тест-образцов композитных элементов, структурно и геометрически подобных модели, в сертифицированном акустическом волноводе. Результаты показывают, что АММ способны стать высокоэффективным средством снижения широкополосного шума на низких и средних частотах. В частности, тест-образцы толщиной 8–10 мм обеспечивают беспрецедентно высокую эффективность звукоизоляции, $TL > 30$ дБ, в полосе частот 200–320 Гц, достигая значений $TL = 40$ –44 дБ на более высоких частотах, 500–1600 Гц. Высокая степень корреляции данных численных и физических экспериментов делает подход надёжным инструментом для проектирования и практического использования новых АММ, особенно с применением аддитивных технологий и технологий искусственного интеллекта.

Благодарности

Авторы благодарят профессора Ч.-М. Ли за полезные консультации и техническую помощь в организации и проведении экспериментального исследования тест-образцов в акустическом волноводе.

Источник финансирования

Исследования выполнены при поддержке гранта Российского научного фонда (РНФ), научный проект № 23–19–00258.

Список использованных источников

1. Zhang J., Hu B., Wang S. Review and perspective on acoustic metamaterials: from fundamentals to applications // *Applied Physics Letters*. 2023. N 123, 010502. doi.org/10.1063/5.0152099.
2. Chang B., Wang S., Liang G. [et al.]. Broadband low-frequency diffuse sound transmission loss of multilayer composite plate-type metamaterials // *Composites Part C* 17. 2025, 100620. doi.org/10.1016/j.jcomc.2025.100620.
3. Peri V., Song Z.-D., Serra-Garcia M. [et al.]. Experimental characterization of fragile topology in an acoustic metamaterial // *Science*. 2020. N 367. P. 797-800. doi:10.1126/science.aaz7654.
4. Nakayama M., Matsuoka T., Saito Y. [et al.]. A practically designed acoustic metamaterial sheet with two-dimensional connection of local resonators for sound insulation applications // *Journal of Applied Physics*. 2021. N 129, 105106. doi:10.1063/5.0041738.
5. Li L., Diao Y., Wu H., Jiang W. Complementary acoustic metamaterial for penetrating aberration layers // *ACS Applied Materials & Interfaces*. 2022. N. 25. P. 28604–28614. doi.org/10.1021/acsami.2c06227.
6. Deng H., Xu X., Zhang C. [et al.]. Deterministic self-morphing of soft-stiff hybridized polymeric films for acoustic metamaterials // *ACS Applied Materials & Interfaces*. 2020. N 12. P. 13378-13385. doi:10.1021/acsami.0c01115.
7. Xu J., Cai H., Wu Z. [et al.]. Acoustic metamaterials-driven transdermal drug delivery for rapid and on-demand management of acute disease // *Nature Communications*. 2023. N 14. P. 1-9. doi.org/10.1038/s41467-023-36581-2.
8. Kumar S., Lee H.-P. Recent advances in acoustic metamaterials for simultaneous sound attenuation and air ventilation performances // *Crystals*. 2020. N 10, 686. doi.org/10.3390/cryst10080686.
9. Gao N., Zhang Z., Deng J. [et al.]. Acoustic metamaterials for noise reduction: a review. *Advanced Materials & Technologies*. 2022. N 7, 2100698. doi.org/10.1002/admt.202100698.
10. Huang J., Xu Y., Qi S. [et al.]. Ultrahigh energy-dissipation elastomers by precisely tailoring the relaxation of confined polymer fluids // *Nature Communications*. 2021. N 12. P. 1-10. doi:10.1038/s41467-021-23984-2.
11. Hua X., Thomas A., Shultis K. Recent progress in battery electric vehicle noise, vibration, and harshness // *Science Progress*. 2021. N 104, 00368504211005224. doi:10.1177/00368504211005224.
12. *Fundamentals and Applications of Acoustic Metamaterials: From Seismic to Radio Frequency*. Edited by V. Romero-García and A.-C. Hladky-Hennion. John Wiley & Sons, 2019.
13. Lu K., Wu J.-H., Guan D. [et al.]. A lightweight low-frequency sound insulation membrane-type acoustic metamaterial // *AIP Advances*. 2016. N 6, 025116. doi.org/10.1063/1.4942513.

14. Говердовский В.Н., Карпов Е.В., Михайленко М.А., Горбунов Ф.К. Способ изготовления звукоизолирующего материала // Патент РФ на изобретение. Заявка № 2025113112 от 15.05.2025.
15. Siemens Software. – Available: plm.sw.siemens.com. (дата обращения 08.2025).
16. Siemens Digital Industries Software (DISW) Products. Available: feacomp.com. (дата обращения 08.2025).
17. Scien Co., Ltd. “Acoustic Software and Development”: Methods and products. – Available: www.scien.co.kr. (дата обращения 08.2025).

References

1. Zhang J., Hu B., Wang S. Review and perspective on acoustic metamaterials: from fundamentals to applications // *Applied Physics Letters*. 2023. N 123, 010502.
2. Chang B., Wang S., Liang G. [et al.]. Broadband low-frequency diffuse sound transmission loss of multilayer composite plate-type metamaterials // *Composites Part C* 17. 2025, 100620. doi.org/10.1016/j.jcomc.2025.100620.
3. Peri V., Song Z.-D., Serra-Garcia M. [et al.]. Experimental characterization of fragile topology in an acoustic metamaterial // *Science*. 2020. N 367. P. 797-800. doi:10.1126/science.aaz7654.
4. Nakayama M., Matsuoka T., Saito Y. [et al.]. A practically designed acoustic metamaterial sheet with two-dimensional connection of local resonators for sound insulation applications // *Journal of Applied Physics* 2021. N 129, 105106. doi: 10.1063/5.0041738.
5. Li L., Diao Y., Wu H., Jiang W. Complementary acoustic metamaterial for penetrating aberration layers // *ACS Applied Materials & Interfaces*. 2022. N. 14, 25 P. 28604–28614. doi.org/10.1021/acsami.2c06227.
6. Deng H., Xu X., Zhang C. [et al.]. Deterministic self-morphing of soft-stiff hybridized polymeric films for acoustic metamaterials // *ACS Applied Materials & Interfaces*. 2020. N 12. P. 13378-13385. doi:10.1021/acsami.0c01115.
7. Xu J., Cai H., Wu Z. [et al.]. Acoustic metamaterials-driven transdermal drug delivery for rapid and on-demand management of acute disease // *Nature Communications*. 2023. N 14. P. 1-9. doi.org/10.1038/s41467-023-36581-2.
8. Kumar S., Lee H.-P. Recent advances in acoustic metamaterials for simultaneous sound attenuation and air ventilation performances // *Crystals*. 2020. N 10, 686. doi.org/10.3390/cryst10080686.
9. Gao N., Zhang Z., Deng J. [et al.]. Acoustic metamaterials for noise reduction: a review. *Advanced Materials & Technologies*. 2022. N 7, 2100698. doi.org/10.1002/admt.202100698.
10. Huang J., Xu Y., Qi S. [et al.]. Ultrahigh energy-dissipation elastomers by precisely tailoring the relaxation of confined polymer fluids // *Nature Communications*. 2021. N 12. P. 1-10. doi:10.1038/s41467-021-23984-2.
11. Hua X., Thomas A., Shultis K. Recent progress in battery electric vehicle noise, vibration, and harshness // *Science Progress*. 2021. N 104, 00368504211005224. doi:10.1177/00368504211005224.
12. *Fundamentals and Applications of Acoustic Metamaterials: From Seismic to Radio Frequency*. Edited by V. Romero-García and A.-C. Hladky-Hennion. John Wiley & Sons, 2019.
13. Lu K., Wu J.-H., Guan D. [et al.]. A lightweight low-frequency sound insulation membrane-type acoustic metamaterial // *AIP Advances*. 2016. N 6, 025116. doi.org/10.1063/1.4942513.

14. Goverdovskiy V.N., Karpov E.V., Mikhailenko M.A., Gorbunov F.K. A method for manufacturing the sound insulating material //RU Patent for invention. A2025113112 dated 15.05.2025.

15. Siemens Software. – Available: plm.sw.siemens.com. (дата обращения 08.2025).

16. Siemens Digital Industries Software (DISW) Products. Available: feacomp.com. (дата обращения 08.2025).

17. Scien Co., Ltd. “Acoustic Software and Development”: Methods and products. – Available: www.scien.co.kr. (дата обращения 08.2025).

УДК: 534.6
OECD: 01.03.AA

Особенности установления нормативов шума промышленных предприятий

Югай Л.А.^{1*}, Буторина М.В.²

¹Аспирант 4 курса СПбГТИ(ТУ),

²Д.т.н., профессор кафедры «Экология и производственная безопасность»,
Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова
^{1,2}г. Санкт-Петербург, РФ

Аннотация

Данное исследование направлено на разработку технологического норматива по шуму для промышленных предприятий, расположенных в условиях плотной застройки. Проведенные натурные измерения шума позволили уточнить результаты расчета уровня звуковой мощности предприятия как единого источника шума. Новизна исследования заключается в учете экранирования посторонних источников шума, что позволило повысить точность измерений. Установлено, что применение экранирующих конструкций снижает уровень фонового шума на 10–15 дБА, что делает возможным использование метода определения звуковой мощности предприятия как единого источника даже в условиях плотной застройки. На основе полученных данных предложен метод расчета технологического норматива по шуму для промышленных предприятий.

Ключевые слова: измерение шума, источники шума, фоновый шум, производственный шум, методы измерения производственного шума, экранирование постороннего шума

Features of noise rationing for industrial enterprises

Yugay L.A.^{1}, Butorina M.V.²*

¹4rd year postgraduate student of SPbGTI(TU),

*²D.Sc., Professor of the Department of Ecology and Industrial Safety,
Baltic State Technical University 'VOENMEH',*

^{1,2}St. Petersburg, Russia

Abstract

This study aims to develop a noise standard for industrial enterprises located in densely populated areas. In-site noise measurements allowed for a more accurate calculation of the enterprise's sound power level as a single noise source. The study's novelty lies in the inclusion of shielding for external noise sources, which improved measurement accuracy. It was found that the use of shielding structures reduces background noise levels by 10–15 dBA, making it possible to use the method for determining the sound power of an enterprise as a single source, even in densely populated areas. Based on the data obtained, a method for calculating noise standards for industrial enterprises is proposed.

Keywords: *noise measurement, noise sources, background noise, industrial noise, industrial noise measurement methods, extraneous noise shielding*

*E-mail:leonid_yy@mail.ru (Югай Л.А.)

Введение

Шумовое загрязнение остается одной из наиболее актуальных экологических проблем современных городов, особенно в условиях плотной застройки и интенсивного развития промышленности. Повышенный уровень шума негативно влияет на здоровье населения, вызывая стресс, нарушения сна, сердечно-сосудистые заболевания и снижение качества жизни. Промышленные предприятия, расположенные вблизи жилых зон, являются значимыми источниками шума, что требует разработки эффективных методов его измерения и контроля. Однако в условиях плотной застройки измерение шума осложняется наличием множества посторонних источников, таких как транспорт, строительные работы и другие промышленные объекты, которые создают высокий уровень фонового шума. Это приводит к искажению результатов измерений и затрудняет оценку вклада конкретного предприятия в общую шумовую обстановку [1]-[3].

Ключевым элементом российской экологической политики является переход на наилучшие доступные технологии (НДТ), что накладывает на промышленные предприятия обязательство по снижению всех видов негативного воздействия, включая шум. Для предприятий I категории негативного воздействия на окружающую среду (НВОС) это требование, закрепленное в Федеральном законе № 219-ФЗ, становится обязательным с 1 января 2025 года, после чего они должны будут работать исключительно на основании комплексных экологических разрешений (КЭР) [1]-[4].

Целью данного исследования является разработка технологического норматива по шуму для промышленных предприятий с учетом экранирования посторонних источников шума. В работе проведены измерения уровня шума на двух промышленных площадках с использованием анализатора шума и вибрации «ЭКОФИЗИКА-110А» и калибратора АК-1000. Особое внимание уделено применению экранирующих конструкций, которые позволяют минимизировать влияние фонового шума и повысить точность измерений. На основе полученных данных предложены рекомендации по установлению технологического норматива, используемого для снижения шумового воздействия промышленных предприятий на окружающую среду и здоровье населения.

1 Подход к оценке акустического воздействия предприятия

Наиболее эффективным способом оценки уровня шума в условиях плотной застройки промышленными предприятиями является проведение натурных измерений на местности. Перед началом измерений необходимо определить ключевые параметры: место, время и условия проведения замеров. Выбор точек измерения является критически важным этапом, так как от него зависит достоверность результатов. В городских условиях измерения часто проводятся на перекрестках с интенсивным движением транспорта и скоплением людей, а также в зонах, где расположены промышленные объекты. В некоторых случаях городская территория разбивается по сетке с определенным шагом, в узлах которой выполняются измерения [1], [5]-[7].

Настоящая работа направлена на разработку технологического норматива шума для промышленных предприятий, характеризующихся множественными источниками шума и расположенных в районах с высокой плотностью застройки. Методология исследования базируется на положениях ГОСТ 31297-2005 [8] и включает проведение инструментальных измерений с применением специализированного оборудования (анализатор шума и вибрации «ЭКОФИЗИКА-110А», калибратор АК-1000).

Особенностью подхода является сравнительный анализ уровня звуковой мощности предприятия в условиях фонового шума и в изолированной зоне. Для обеспечения точности измерений в условиях влияния сторонних источников (транспорт,

соседние производства) использовались шумозащитные экраны. Обработка данных осуществлялась в специализированном программном обеспечении с целью агрегации множественных источников шума предприятия в единый источник [1], [9]-[11].

Результатом работы являются научно обоснованные рекомендации по установлению технологических нормативов, предназначенные для снижения шумового воздействия на селитебные территории.

2 Методология расчетного анализа

Все источники шума предприятия были агрегированы в единый источник, уровни звуковой мощности которого определялись расчетным способом и при помощи измерений.

Расчеты уровней шума в расчетных точках выполнены исходя из шумовых характеристик источников в соответствии с ГОСТ 31295.2 при помощи программного обеспечения «АРМ Акустика 3.2.8». В результаты расчетов внесены поправочные коэффициенты по ГОСТ 31297-2005.

Также были выполнены натурные замеры уровня звукового давления по периметру предприятия. На основе полученных данных была рассчитана его эквивалентная звуковая мощность. Измерения уровней шума проводились в соответствии с ГОСТ 31297-2005 с использованием анализатора шума и вибрации «ЭКОФИЗИКА-110А» и акустического калибратора АК-1000.

Для валидации метода в заранее определенных расчетных точках был проведен сопоставительный анализ:

- расчетного УЗД от известных источников шума;
- натуральных замеров УЗД, выполненных на территории в условиях фонового шума от окружающей застройки [3]-[7].

2.1 Расчет УЗМ предприятия по оборудованию

На территории промышленной площадки выявлены такие источники шума, как: вентиляторы ГОУ с УЗ 76-81 дБА, валковая дробилка с УЗ 83 дБА; смесители – 78 дБА; дозаторы – 80-81 дБА. Измерения шумовых характеристик оборудования выполнены на расстоянии 3 м от источника шума. Более полно шумовые характеристики источников приведены в [1].

Длина площадки составляет 108 м, ширина – 20 м, периметр – 256 м, площадь – 2160 м².

Размер измерительного контура: длина – 117 м, ширина – 30 м, периметр – 290 м, площадь – 3510 м².

Расчетный метод оценки уровней шума на территории, прилегающей к предприятию, реализован в лицензированном программном комплексе «АРМ Акустика 3.2.8», при помощи которого были произведены расчеты суммарных уровней шума в расчетных точках, которые совпадают с точками, где производились измерения (рисунок 1).

В результаты расчета внесены поправочные коэффициенты по ГОСТ 31297-2005:

$$L_w = L_p + L_s + L_f + L_m + L_\alpha, \quad (1)$$

где L_w – уровень звуковой мощности предприятия, дБ; L_p – средний уровень звукового давления на измерительном контуре, дБ; L_s – поправка, учитывающая влияние площади измерительной поверхности, дБ; L_f – поправка, учитывающая влияние ближнего звукового поля, дБ; L_m – поправка, учитывающая влияние направленности микрофона, дБ; L_α – затухание звука в атмосфере, дБ.

Результаты расчета уровней шума представлены в таблице 1. Поправочные коэффициенты составили: $L_s = 38,6$ дБ, $L_f = -1,6$ дБ, $L_m = 0$ дБ. L_a принимается по ГОСТ 31295.2 для нормальных условий.

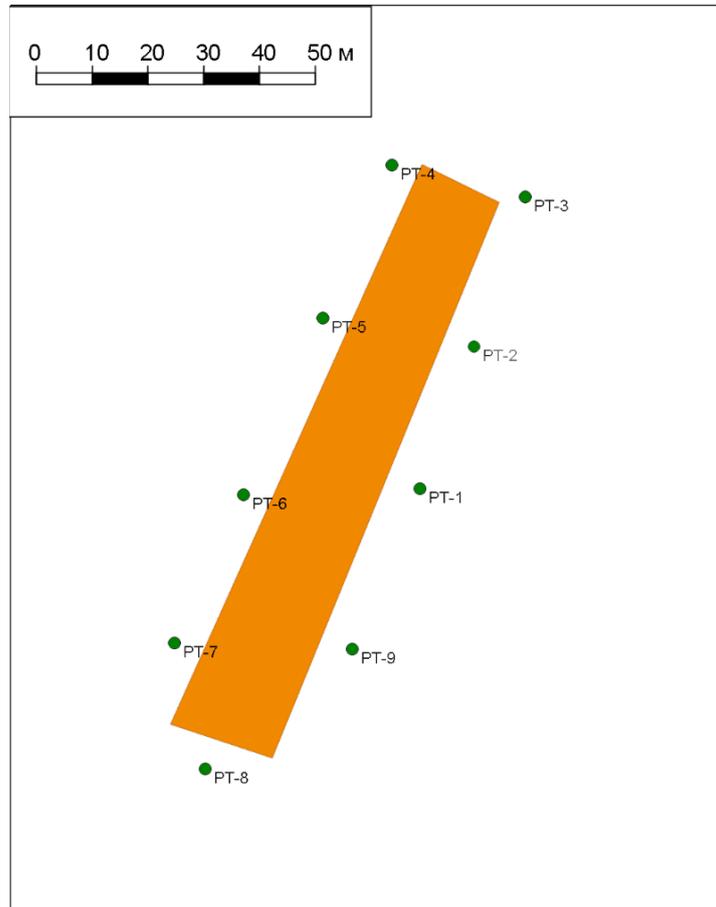


Рисунок 1 – Расчетные точки вблизи промышленной площадки

Результаты расчета уровня звуковой мощности с учетом поправочных коэффициентов представлены в таблице 2.

В ходе расчетов был получен скорректированный уровень звуковой мощности площадки, исходя из результатов расчетов: 87 дБА.

2.2 Расчет УЗМ предприятия по измерениям

В рамках исследования был проведен дополнительный набор замеров в расчетных точках с учетом шумозащитного экрана, используемого для уменьшения воздействия сторонних источников шума [12]. Результаты измерений уровней шума по ГОСТ 31297-2005 проведены для высоты расчетной точки 1,5 м над поверхностью земли, расстояние от экрана до фоновых источников шума составило 1-60 м.

С целью исключения воздействия сторонних источников шума внутри территории предприятия был проведен ряд замеров с использованием шумозащитного экрана, схема расположения шумозащитного экрана представлена на рисунке 2.

Шумозащитный экран представляет собой полотно из фанеры, обшитой звукопоглощающим материалом, высотой 2 м.

Таблица 1 – Результаты расчета уровней шума

№ РТ	Уровни звукового давления (УЗД), дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц									$L_{\text{экв}}$, дБА
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
1	68	68	59	51	48	50	48	39	24	54
2	65	64	56	47	45	49	47	38	23	53
3	68	67	55	45	40	37	35	31	26	46
4	71	70	58	50	44	41	39	34	28	50
5	73	72	61	53	47	43	41	37	29	52
6	68	68	55	46	40	37	36	31	26	47
7	66	66	53	43	37	35	34	29	25	45
8	65	65	58	49	47	51	48	39	21	55
9	64	64	59	51	49	52	50	41	18	56

Таблица 2 – Результаты расчета, скорректированного УЗМ по расчетным данным

Наименование показателя	Значение показателя в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц								
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Средний УЗД на измерительном контуре, дБ	68,4	67,8	57,8	49,3	45,6	47,6	45,1	37,0	25,5
L_s , дБ	38,6	38,6	38,6	38,6	38,6	38,6	38,6	38,6	38,6
L_f , дБ	-1,6	-1,6	-1,6	-1,6	-1,6	-1,6	-1,6	-1,6	-1,6
L_m , дБ	0	0	0	0	0	0	0	0	0
L_a , дБ	0,0	0,0	0,0	0,0	0,1	0,1	0,3	0,8	1,4
УЗМ с учетом коэффициентов, дБ	105,4	104,8	94,8	86,3	82,7	84,7	82,4	74,8	63,9
Коррекция А, дБ	40	26	16	9	3	0	-1	-1	1
Корректированные УЗМ, дБ	65,4	78,8	78,8	77,3	79,7	84,7	83,4	75,8	62,9
$\sum L_{wA}$ с округлением согласно МУК 4.3.2194-07 п.1.18е, дБА	87								

Экран устанавливается на расстоянии 3-х метров от точки измерения с целью минимизации отраженных звуковых волн. Необходимость использования экрана была вызвана тем фактом, что разность фона и уровня шума исследуемого источника не позволяла сделать однозначный вывод об уровне шума источника.

Эффективность экрана определялась для каждой расчетной точки прямым методом по ГОСТ Р 51943-2002, результаты оценки показывают эффективность экрана 9-10 дБА, что позволило не учитывать фоновые уровни шума.

В таблице 3 представлены результаты измерений в точках, указанных на рисунке 1. Результаты расчета уровня звуковой мощности по полученным данным с учетом поправочных коэффициентов представлены в таблице 4.

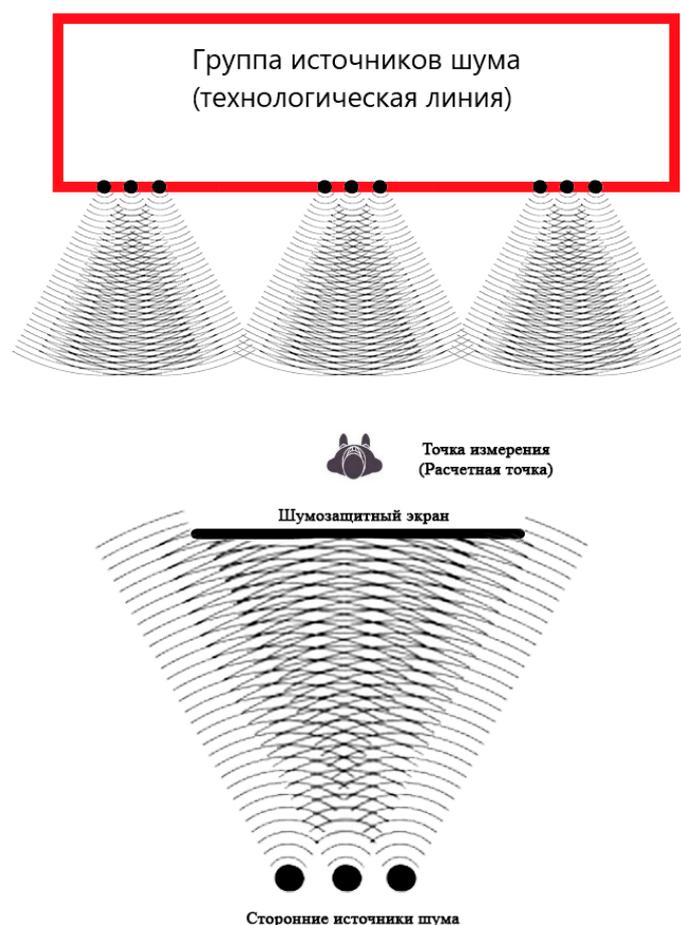


Рисунок 2 – Схема расположения шумозащитного экрана при замерах

Таблица 3 – Результаты натуральных измерений уровней шума

№ РТ	Уровни звукового давления (УЗД), дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц									$L_{экв}$, дБА
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
1	69,2	70	61,8	55,5	50	51,8	49,1	41,2	24,9	56,4
2	67,7	67,3	58,8	50,2	47,3	49,9	48,8	39,7	23,5	54,5
3	70,5	70,3	57	48,7	40,2	38,9	37,8	34,2	27,5	48,7
4	73,1	73,1	61,5	53,5	45,5	43,7	40,6	37,8	29,9	52,6
5	76,4	72,7	62,7	56,8	50,4	45,2	43,7	37,1	32,6	54,6
6	70,7	69,9	55,9	48,4	42,2	40,3	37,8	32,6	30,4	48,7
7	69,6	67,9	55,1	46,2	41,6	37,1	37,7	31,6	27,5	47,1
8	65,9	67	60,6	51,8	49,7	54,9	50,7	41,9	22,	57,7
9	66,7	65,1	59,8	52,2	49,8	54,9	51,4	43,2	21,2	57,9

Таблица 4 – Результаты расчета, скорректированного УЗМ по данным измерений

Наименование	Уровни звукового давления (УЗД), дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц								
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Средний УЗД на измерительном контуре, дБ	71,2	70,0	59,9	52,7	47,7	50,2	47,1	39,3	28,1
L_s , дБ	38,6	38,6	38,6	38,6	38,6	38,6	38,6	38,6	38,6
L_f , дБ	-1,6	-1,6	-1,6	-1,6	-1,6	-1,6	-1,6	-1,6	-1,6
L_m , дБ	0	0	0	0	0	0	0	0	0
L_a , дБ	0,0	0,0	0,0	0,0	0,1	0,1	0,3	0,8	1,4
УЗМ с учетом коэффициентов, дБ	109,7	108,5	98,4	91,2	86,3	88,9	85,9	78,5	68,0
Коррекция А, дБ	40,0	26,0	16,0	9,0	3,0	0,0	-1,0	-1,0	1,0
Скорректированные УЗМ, дБ	69,7	82,5	82,4	82,2	83,3	88,9	86,9	79,5	67,0
$\sum L_{wA}$ с округлением согласно МУК 4.3.2194-07 п.1.18е, дБА	91								

В ходе расчетов был получен скорректированный уровень звуковой мощности площадки, исходя из результатов натурных замеров с учетом исключения воздействия посторонних источников шума: 91 дБА.

Заключение

Проведенное исследование позволило определить скорректированный уровень звуковой мощности промышленной площадки (технологический норматив по шуму), который составил:

- 87 дБА при расчете исходя из шумовых характеристик источников;
- 91 дБА при расчете исходя из уровней шума, замеренных на контуре объекта.

Проведенные исследования показали, что результаты расчетного метода определения уровня звукового давления практически совпадают с данными натурных замеров: разница между ними составляет 4 дБА, что является допустимой погрешностью для инженерных расчетов. Такое минимальное отклонение свидетельствует о высокой точности расчетного метода. Все вышеуказанное свидетельствует, что расчетный метод не уступает натурным замерам по шуму и может быть рекомендован для использования при разработке технологических нормативов. Это особенно актуально в условиях, где проведение замеров затруднено или требует значительных ресурсов.

Список использованных источников

1. Югай Л.А. "Возможность применения метода измерения промышленных предприятий с множественными источниками шума в условиях плотной застройки"

промышленными предприятиями" // *Noise Theory and Practice*. – 2023. – Т.9, №4. – С. 79-91.

2. Иванов А.А., Петров С.И. "Методы измерения шума на промышленных объектах в условиях плотной застройки" // *Экология и промышленность России*. - 2021, № 3, том 25, стр. 45-50.

3. Taylor M., Harris D. "Noise reduction strategies for industrial facilities: A global perspective" // *Environmental Pollution*. - 2022, vol. 292, pp. 118-130.

4. Смирнова Е.А., Кузнецов В.М. "Современные подходы к оценке шумового воздействия промышленных предприятий" // *Вестник МГСУ*. - 2020, № 4, том 15, стр. 78-85.

5. Элькин Ю.И., Шашурин А.Е., Курченко П.С., Васильева В.К. Шумообразование на рабочих местах операторов специальных металлообрабатывающих станков // *Noise Theory and Practice*. –2021. –Т.7, №2. – С. 199 - 207.

6. МУК 4.3.2194-07 "Контроль уровня шума на территории жилой застройки, в жилых и общественных зданиях и помещениях", Роспотребнадзор, М. – 2007.

7. Smith J., Brown A. "Noise assessment and control in industrial environments: A review" // *Journal of Environmental Acoustics*. - 2021, vol. 45, no. 2, pp. 123-135.

8. ГОСТ 31297-2005 (ИСО 8297:1994) Шум. Технический метод определения уровней звуковой мощности промышленных предприятий с множественными источниками шума для оценки уровней звукового давления в окружающей среде.3.1.2 Краткая характеристика источников шума.

9. СП 275.1325800.2016 Конструкции ограждающие жилых и общественных зданий. Правила проектирования звукоизоляции.

10. Козлов Д.А., Григорьева Л.Н. "Разработка методики измерения шума на промышленных объектах с использованием анализаторов шума" // *Промышленная экология* / 2022, № 1, том 12, стр. 34-42.

11. Пособие к МГСН 2.04-97 Проектирование защиты от транспортного шума и вибрации жилых и общественных зданий.

12. Шашурин, А. Е. Новые технические и технологические решения для снижения акустического загрязнения шумозащитными экранами / А. Е. Шашурин. – Санкт-Петербург : Балтийский государственный технический университет "ВОЕНМЕХ", 2018. – 134 с. – ISBN 978-5-907054-27-1. – EDN KBGXFI.

References

1. Yugay L.A. "The possibility of using the measurement method of industrial enterprises with multiple noise sources in conditions of dense industrial enterprises" // *noise theory and practice*. – 2023. – Vol.9, No. 4. – pp. 79-91.

2. Ivanov A.A., Petrov S.I. "Methods of measuring noise at industrial facilities in dense buildings" // *Ecology and Industry of Russia*. - 2021, No. 3, volume 25, pp. 45-50.

3. Taylor M., Harris D. "Noise reduction strategies for industrial facilities: A global perspective" // *Environmental Pollution*. - 2022, vol. 292, pp. 118-130.

4. Smirnova E.A., Kuznetsov V.M. "Modern approaches to assessing the noise impact of industrial enterprises" // *Bulletin of MGSU*. - 2020, No. 4, volume 15, pp. 78-85.

5. Elkin Yu.I., Shashurin A.E., Kurchenko P.S., V. Vasilyeva.K. Noise generation in the workplaces of operators of special metalworking machines // *noise theory and practice*. -2021. –Vol.7, No. 2. – pp. 199-207.

6. MUK 4.3.2194-07 "Noise level control in residential buildings, residential and public buildings and premises", Rosпотребнадзор, Moscow – 2007.

7. Smith J., Brown A. "Noise assessment and control in industrial environments: an overview" // Journal of Environmental Acoustics. - 2021, volume 45, No. 2, p. 123-135.

8. GOST 31297-2005 (ISO 8297:1994) Noise. A technical method for determining the sound power levels of industrial enterprises with multiple noise sources for assessing sound pressure levels in the environment. 3.1.2 Brief description of noise sources.

9. SP 275.1325800.2016 Structures enclosing residential and public buildings. Sound insulation design rules.

10. Kozlov D.A., Grigorieva L.N. "Development of a method for measuring noise at industrial facilities using noise analyzers" // Industrial Ecology. - 2022, No. 1, volume 12, pp. 34-42.

11. Manual for MGSN 2.04-97 Design of protection against traffic noise and vibration of residential and public buildings.

12. Shashurin, A. E. New technical and technological solutions to reduce acoustic pollution by noise shields / A. E. Shashurin. - Saint-Petersburg: Baltic State Technical University "VOENMEH", 2018. - 134 с. - ISBN 978-5-907054-27-1. - EDN KBGXFI.

УДК: 528.5-752.2

OECD: 2.03.IU

Определение параметров динамического виброгасителя: теоретическое моделирование и экспериментальная верификация

Артеменко Е.С.^{1*}, Крутолапов В.Е.²

¹Инженер-конструктор 2-й категории отдела «Численного анализа виброакустики»,

²К.т.н., начальник управления «FEM моделирования»,

^{1,2}Центр «Численный анализ и виртуальная валидация», Государственный научный центр Российской Федерации Федеральное государственное унитарное предприятие «Центральный научно-исследовательский автомобильный и автомоторный институт «НАМИ», г. Москва, РФ

Аннотация

Статья посвящена комплексному исследованию эффективности динамических виброгасителей для подавления колебаний в механических системах, в частности, в узлах трансмиссии автомобиля. На основе теоретического анализа классической двухмассовой модели выводятся уравнения движения, определяющие условия антирезонанса. Разработана и верифицирована методика проектирования, сочетающая аналитические расчеты, модальный анализ конструкции с использованием метода конечных элементов (МКЭ) и натурные испытания на вибростенде. Особое внимание уделено моделированию нелинейных характеристик резинового элемента виброгасителя с применением гиперупругой модели Огдена. Практическая значимость работы подтверждена успешным применением разработанного виброгасителя для снижения амплитуды колебаний картера главной передачи, что позволило уменьшить уровень шума в салоне автомобиля на 10–15 дБ в целевом частотном диапазоне 90–95 Гц. Расхождение между результатами численного моделирования и экспериментальными данными не превысило 5,5%, что доказывает высокую точность и надежность предложенного подхода.

Ключевые слова: виброгаситель, антирезонанс, демпфирование, модальный анализ, метод конечных элементов, оптимизация параметров

Determination of dynamic vibration absorber parameters: theoretical modeling and experimental verification

Artemenko E.S.^{1}, Krutolapov V.E.²*

¹*Engineer of the 2nd category, Department of Numerical Vibroacoustics Analysis,*

²*Ph.D., Head of FEM Modeling Department,*

^{1,2}*Center for Numerical Analysis and Virtual Validation, State Scientific Center of the Russian Federation FSUE "Central Scientific Research Automobile and Automotive Engines Institute 'NAMI', Moscow, Russia*

Abstract

This article presents a comprehensive study on the effectiveness of dynamic vibration absorbers for suppressing oscillations in mechanical systems, specifically in automotive transmission units. Based on a theoretical analysis of the classic two-mass model, the equations of motion defining antiresonance

*E-mail: evgeniy.artemenko@nami.ru (Артеменко Е.С.)

conditions are derived. A comprehensive design methodology was developed and verified, combining analytical calculations, modal analysis of the structure using the Finite Element Method (FEM), and full-scale tests on a vibration bench. Particular attention is paid to modeling the non-linear characteristics of the absorber's rubber element using the Ogden hyperelastic material model. The practical significance of the work is confirmed by the successful application of the developed vibration absorber to reduce the vibration amplitude of the final drive housing, which resulted in a 10-15 dB reduction of the noise level inside the vehicle cabin in the target frequency range of 90-95 Hz. The discrepancy between the numerical simulation results and the experimental data did not exceed 5.5%, demonstrating the high accuracy and reliability of the proposed approach.

Keywords: vibration absorber, antiresonance, damping, modal analysis, finite element method, parameter optimization

Введение

Вибрации в механических системах – серьезная проблема машиностроения, влияющая на надежность, долговечность и эксплуатацию устройств. Особенно актуально это в транспорте, где вибрации трансмиссии и ходовой части сказываются на комфорте и безопасности. Традиционные методы виброзащиты (балансировка, увеличение жесткости) часто неэффективны или нецелесообразны. Более перспективны динамические виброгасители, воздействующие локально без модификации источника вибраций. Несмотря на развитие активных систем, для большинства применений пассивные виброгасители остаются оптимальными благодаря надежности и отсутствию потребления энергии [1,2]. Однако практическое применение сталкивается с проблемами. Главная – расхождение между теорией и реальностью из-за неучтенных нелинейных эффектов (контакт, сухое трение, геометрическая нелинейность) в упрощенных моделях [3].

Целью настоящего исследования является разработка комплексной методики проектирования динамических виброгасителей, учитывающей как теоретические основы антирезонанса, так и реальные эксплуатационные условия. Для достижения этой цели решаются следующие взаимосвязанные задачи: анализ двухмассовой модели виброгасителя, разработка методики расчета оптимальных параметров, верификация модели методом конечных элементов и экспериментальная проверка эффективности предлагаемых решений.

Методология и методы. Методологическая основа исследования базируется на триаде: аналитическое моделирование динамики системы, верификация методом конечных элементов и экспериментальное подтверждение на вибростенде.

Результаты и научная новизна. Научная новизна работы заключается в разработке комплексного подхода, сочетающего аналитические расчеты, численное моделирование и натурные испытания. Особое внимание уделяется учету нелинейных эффектов, включая нелинейные характеристики резиновых материалов.

Практическая значимость. Практическая значимость исследования подтверждается возможностью применения его результатов в различных отраслях промышленности. В автомобилестроении разработанные решения могут быть использованы для виброзащиты трансмиссий и элементов подвески.

1 Расчет параметров виброгасителя на основе уравнений динамики

Виброгашение представляет собой процесс снижения уровня колебаний объекта без необходимости устранения источников этих колебаний. В случае, когда устранить

сам источник вибраций невозможно (например, уравновесить вращающиеся массы), применяются виброгасители для снижения амплитуды колебаний [4]. Существуют варианты конструкций динамических виброгасителей с активным или пассивным принципом действия. Рассмотрим теоретическую модель устройства, включающего в себя две массы, соединённые между собой и с основанием посредством упругих связей. Схема представлена на рисунке 1.

Система состоит из: массы m_1 , соединённой с основанием пружиной жёсткости c_1 , дополнительной массы m_2 , связанной с массой m_1 через пружину жёсткости c_2 .

На массу m_1 действует внешняя гармоническая сила:

$$P = P_0 \sin \omega t, \quad (1)$$

где P_0 – амплитуда внешней силы; ω – круговая частота; t – время.

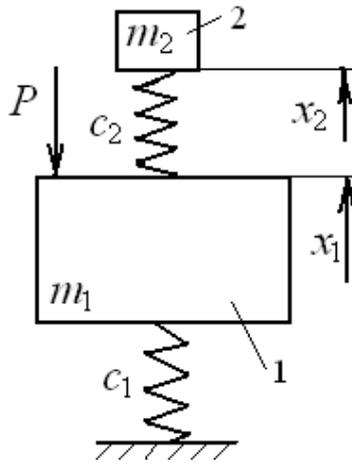


Рисунок 1 – Механическая модель с динамическим виброгасителем колебаний

Координаты положений масс обозначим: x_1 – смещение массы m_1 , x_2 – смещение массы m_2 .

Для вывода дифференциальных уравнений применим уравнение Лагранжа II рода:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{x}_i} - \frac{\partial T}{\partial x_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial x_i} = P_i, \quad (2)$$

где T – кинетическая энергия системы; Π – потенциальная энергия системы; \dot{x}_i , x_i – обобщенные координаты и их производные; P_i – обобщенные силы (в данной системе $P_1 = P_0 \sin \omega t$, $P_2 = 0$); $i = 1, 2$ – номера степеней свободы.

Кинетическая энергия системы определяется суммой кинетических энергий масс:

$$T = \frac{1}{2} m_1 \dot{x}_1^2 + \frac{1}{2} m_2 \dot{x}_2^2. \quad (3)$$

Потенциальная энергия определяется следующим выражением:

$$\Pi = \frac{1}{2} c_1 x_1^2 + \frac{1}{2} c_2 (x_1 - x_2)^2. \quad (4)$$

Определим слагаемые уравнения Лагранжа при $i = 1$:

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_1} = m_1 \dot{x}_1, \quad \frac{d}{dt} m_1 \dot{x}_1 = m_1 \ddot{x}_1, \quad \frac{\partial T}{\partial x_1} = 0, \quad \frac{\partial \Pi}{\partial x_1} = c_1 x_1 + c_2 (x_1 - x_2), \quad (5)$$

при $i = 2$:

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_2} = m_2 \dot{x}_2, \quad \frac{d}{dt} m_2 \dot{x}_2 = m_2 \ddot{x}_2, \quad \frac{\partial T}{\partial x_2} = 0, \quad \frac{\partial \Pi}{\partial x_2} = -c_2(x_1 - x_2). \quad (6)$$

Найденные слагаемые позволяют получить следующую систему дифференциальных уравнений:

$$m_1 \ddot{x}_1 + (c_1 + c_2)x_1 - c_2 x_2 = P_0 \sin \omega t, \quad (7)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 - c_2 x_1 + c_2 x_2 = 0. \quad (8)$$

Уравнения (7) и (8) описывают колебательные движения объекта 1 и гасителя 2. Так как колебания объекта с массой являются вынужденными, то они происходят с частотой вынуждающей силы P и описываются тем же уравнением, то есть:

$$x_1 = A_1 \sin \omega t, \quad (9)$$

$$x_2 = A_2 \sin \omega t. \quad (10)$$

Дифференцируя дважды выражения (9) и (10), получаем:

$$\ddot{x}_1 = -A_1 \omega^2 \sin \omega t, \quad (11)$$

$$\ddot{x}_2 = -A_2 \omega^2 \sin \omega t. \quad (12)$$

Подставляем в дифференциальные уравнения вместо координат и их вторых производных полученные выражения, после соответствующих сокращений можем записать:

$$(c_1 + c_2 - m_1 \omega^2) A_1 - c_2 A_2 = P_0, \quad (13)$$

$$-c_2 A_1 + (c_2 - m_2 \omega^2) A_2 = 0. \quad (14)$$

Решением данной системы двух алгебраических уравнений является определение амплитуд. Решаем уравнение (14) относительно A_2 :

$$A_2 = \frac{c_2 A_1}{c_2 - m_2 \omega^2}. \quad (15)$$

Подставляем результат в уравнение (13) системы. После этого получается уравнение, содержащее только одно неизвестное:

$$(c_1 + c_2 - m_1 \omega^2) A_1 - \frac{c_2^2 A_1}{c_2 - m_2 \omega^2} = P_0. \quad (16)$$

И получим выражение для амплитуды:

$$A_1 = \frac{P_0 (c_2 - m_2 \omega^2)}{(c_1 + c_2 - m_1 \omega^2) (c_2 - m_2 \omega^2) - c_2^2}. \quad (17)$$

Если знаменатель полученного выражения приравнять к нулю, то такое равенство называется частотным уравнением и его корни будут равны тем частотам, при которых

амплитуда объекта стремится к бесконечности. Это состояние системы соответствует резонансу [5].

Равенство нулю амплитуды имеет место при равенстве нулю выражения в скобках в числителе, то есть $c_2 - m_2\omega^2 = 0$. Если это явление наступает, то дополнительная масса (масса гасителя) колеблется в резонансном режиме, так как частота вынуждающей силы совпадает с частотой его собственных колебаний. В то же время масса самого объекта остаётся неподвижной, т.е. $A_1 = 0$. Такое явление называется антирезонансом [6]. Это происходит из-за внутреннего взаимодействия колебаний между элементами системы (например, между основной массой и виброгасителем). Оно используется для гашения колебаний объекта при стабильной частоте вынуждающей силы путём подбора соответствующей массы гасителя и коэффициента жёсткости его упругого элемента или $\omega = \sqrt{\frac{c_2}{m_2}}$ [7].

1.1 Уравнения колебаний

Чтобы описать поведение системы с виброгасителем, используется классическое уравнение колебаний, которое представляет собой дифференциальное уравнение второго порядка:

$$m\ddot{x}(t) + k\dot{x}(t) + cx(t) = F(t), \quad (18)$$

где m – масса системы; k – коэффициент демпфирования; c – жёсткость системы; $x(t)$ – отклонение от равновесного положения; $F(t)$ – внешняя сила, вызывающая вибрации (например, ветровая нагрузка или воздействие машины).

Это уравнение описывает движение системы с массой m , которая подвержена действию демпфирующей силы k , упругой силы c и внешней возмущающей силы $F(t)$ [8].

1.2 Определение оптимальных параметров виброгасителей

Оптимизация параметров виброгасителя предполагает подбор значений массы m_2 и жёсткости c_2 таким образом, чтобы минимизировать амплитуду колебаний основной конструкции. Данные параметры относятся к дополнительной массе и её упругой связи в системе с двумя степенями свободы (см. п. 1.).

Как показано в разделе 1, антирезонанс достигается при условии, когда частота внешнего воздействия совпадает с собственной частотой колебаний массы m_2 , а амплитуда основной массы A_1 стремится к нулю [9]. Это возможно при выполнении условия:

$$\omega = \sqrt{\frac{c_2}{m_2}}, \quad (19)$$

где ω – круговая частота внешнего воздействия.

Таким образом, подбирая значения m_2 и c_2 , можно настроить виброгаситель на антирезонансный режим, при котором основная масса практически не колеблется, а вся энергия вибраций уходит в дополнительную массу.

В рамках оптимизации необходимо учитывать также выражение (17), описывающее амплитуду основной массы:

$$A_1 = \frac{P_0(c_2 - m_2\omega^2)}{(c_1 + c_2 - m_1\omega^2)(c_2 - m_2\omega^2) - c_2^2}. \quad (20)$$

Из уравнения (17) видно, что при фиксированной частоте возбуждения минимизация A_1 зависит напрямую от значений m_2 и c_2 , а также их соотношение

с параметрами основной системы – m_1 и c_1 [10].

Таким образом, задача оптимизации заключается в выборе таких значений этих параметров, при которых достигается антирезонанс (нулевая амплитуда основной массы) или значительное снижение колебаний. Практически это может быть реализовано численным подбором параметров в инженерных САПР или аналитическим расчётом на основе заданной частоты возбуждения и конструктивных ограничений [11].

2 Применение конструкции виброгасителя

В процессе дорожных испытаний автомобиля выявлен повышенный уровень шума в салоне автомобиля, который был связан с увеличенной амплитудой колебаний картера задней главной передачи в частотном диапазоне 90–95 Гц, возникающий при постоянных оборотах карданного вала, передающего крутящий момент на главную передачу заднего моста. Попытки устранить резонанс через модификацию конструкции оказались технико-экономически нецелесообразными из-за:

- 1) Высокой стоимости переналадки производства;
- 2) Необходимости повторных сертификационных испытаний;
- 3) Риска нарушения функциональности смежных узлов.

В качестве альтернативы решения проблемы возникновения резонанса предложено использовать динамический виброгаситель, устанавливаемый на корпус главной передачи для снижения амплитуды колебаний заднего подрамника.

С целью снижения затрат на проектирование и изготовление конструкции разработана конечно-элементная модель виброгасителя. Основные этапы проектирования виброгасителя:

- 1) Разработка конечно-элементной модели системы "кронштейн-виброгаситель";
- 2) Разработка модели резинового материала виброгасителя;
- 3) Модальный анализ расчетной модели конструкции виброгасителя;
- 4) Испытания прототипа виброгасителя на вибростенде;
- 5) Сравнение результатов стендовых испытаний с модальными характеристиками расчетной модели.

Для снижения уровня вибраций разработан виброгаситель. Виброгаситель установлен на кронштейне главной передачи и имеет металлическую обойму. Конструкция виброгасителя представлена на рисунке 2. Массу этого виброгасителя можно регулировать с помощью добавляемых проставок [12].

В качестве первого шага была разработана конечно-элементная модель кронштейна с упругим элементом. Общий вид схемы виброгасителя и расчетной модели представлены на рисунках 3 и 4.

Характеристики материала получены из испытаний образцов резины, используемой в виброгасителе. Деформирование гиперупругих материалов описывается нелинейными законами напряжение-деформация, по этой причине для модели материала была выбрана модель Ogden (Модель Огдена) [13,14]. Параметры модели для программного комплекса использовались следующие:

$$\rho = 1100 \text{ кг/м}^3.$$

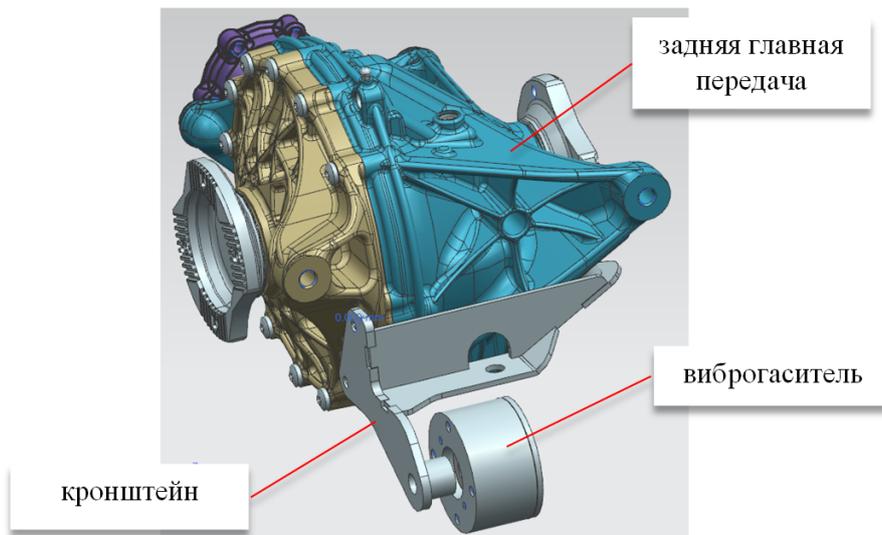


Рисунок 2 – Виброгаситель, установленный на главной передаче

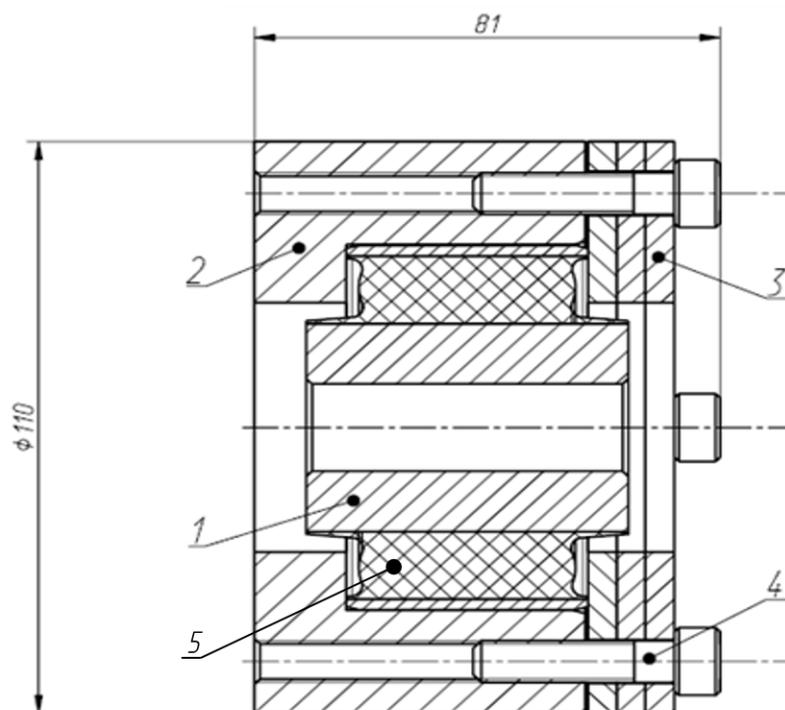


Рисунок 3 – Общая схема виброгасителя: 1 – втулка, 2 – корпус, 3 – пластины, 4 – крепежные элементы, 5 – резиновый шарнир

Форма энергии деформации для модели Огдена рассчитывается по формуле:

$$W = \sum_{k=1}^N \frac{\mu_k}{\alpha_k} (\bar{\lambda}_1^{\alpha_k} + \bar{\lambda}_2^{\alpha_k} + \bar{\lambda}_3^{\alpha_k} - 3), \quad (21)$$

где $\bar{\lambda}_i^{\alpha_k} = J^{-\frac{\alpha_k}{3}} \lambda_i^{\alpha_k}$ – коэффициенты девиаторного растяжения; C_{mn} , μ_k , α_k – полученные константы материала из аппроксимации кривой экспериментальных данных [12,14,15].

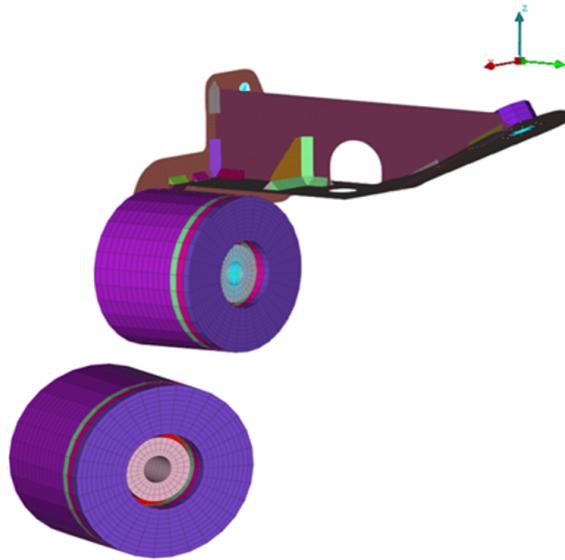


Рисунок 4 – Общий вид конечно-элементной модели

$$\mu_1 = 2,378952; \mu_2 = 17,77945; \mu_3 = 18,69224;$$

$$a_1 = 16,99615; a_2 = 0,057627; a_3 = 0,052661.$$

Проведены испытания виброгасителя в сборе с кронштейном крепления на стенде. Определены формы и частоты собственных колебаний конструкции.

Оборудование и средства измерения:

Акселерометр 356A14, зав. № 272488, пр-ва ф. «PCB Piezotronics, Inc.» (США). Чувствительность 10,2 мВ/м/с², динамический диапазон ±490 м/с², частотный диапазон от 0,5 до 5000 Гц, нелинейность ≤1 %, поперечная чувствительность ≤5 %.

Модалый молоток ICP 086C03, зав. № LW45417, пр-ва ф. «PCB Piezotronics, Inc.» (США). Чувствительность 2,25 мВ/Н, амплитудный диапазон 2224 Н, отклонение от номинального коэффициента преобразования не более 15 %, частотный диапазон от 1 до 8000 Гц. На рисунке 5 представлен общий вид установки.

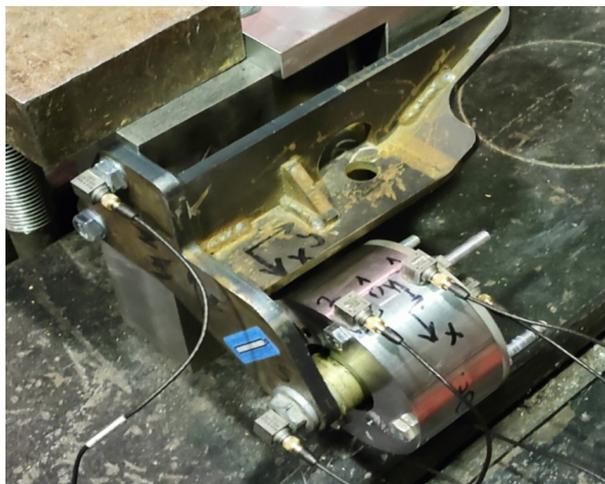


Рисунок 5 – Общий вид виброгасителя и кронштейна в сборе на стенде

Для определения собственной (резонансной) частоты колебаний инерционной массы виброгасителя на упругом элементе, виброгаситель устанавливался на массивное основание и закреплялся через центральное отверстие на шпильке. Акселерометр

устанавливался на боковую (цилиндрическую) поверхность корпуса примерно в середине высоты цилиндра, удар модальным молотком осуществлялся с противоположной стороны корпуса в радиальном направлении напротив акселерометра [16,17]. Общий вид установки виброгасителя при определении собственной (резонансной) частоты представлен на рисунке 6.

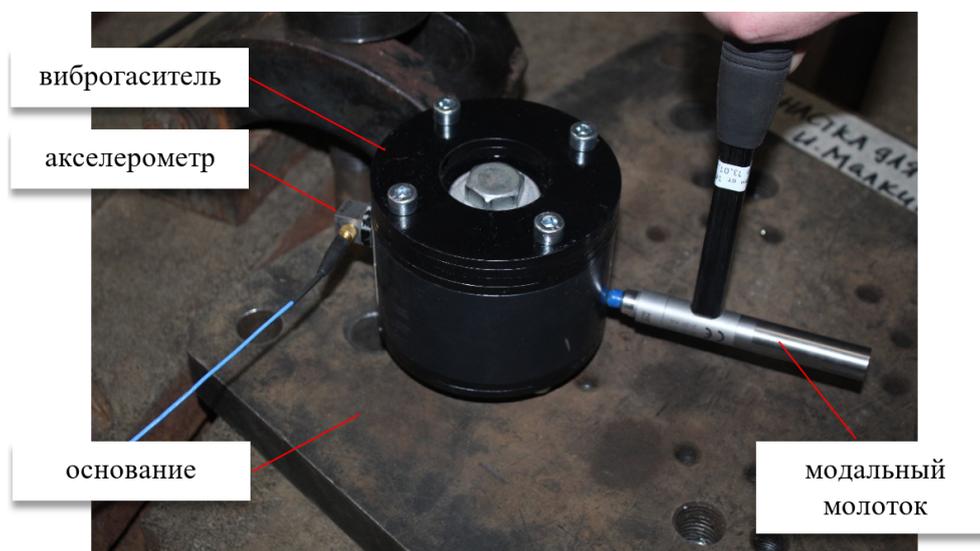


Рисунок 6 – Общий вид установки виброгасителя при определении собственной (резонансной) частоты

3 Анализ результатов и выводы

Сравнительный анализ результатов модального анализа расчетной модели и результатов стендовых испытаний показал хорошую сходимость. Результаты расчетов и стендовых испытаний сведены в таблицу 1.

Таблица 1 – Результаты расчетов и стендовых испытаний

Форма колебаний	Частота собственных колебаний, Гц	Частота колебаний, полученная в испытаниях, Гц	Δ , %
Крутильная вокруг оси U	27	27,7	2,5
Поперечная изгибная	34,9	32,9	5,5
Продольная вдоль оси U	43,6	46,6	5,2
Поперечная вдоль оси Z	93,6	92,8	0,8
Поперечная вдоль оси X	99,8	97,8	1,9

По результатам анализа форм собственных колебаний мы можем сделать вывод, что формы поперечных колебаний (93,6 Гц и 99,8 Гц в расчете против 92,8 Гц и 97,8 Гц в эксперименте) являются формами «антирезонанса» форм колебаний главной передачи на резинометаллических опорах. На рисунках 7 и 8 представлен общий вид формы колебаний.

Это позволило уменьшить амплитуду колебаний задней главной передачи на подрамнике, и в свою очередь уменьшить шум в салоне автомобиля.

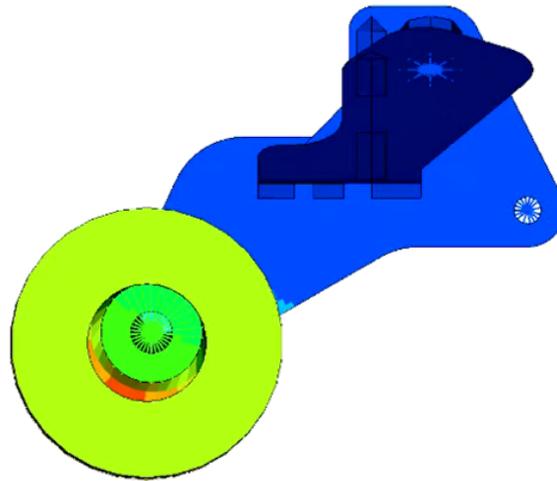


Рисунок 7 – Частота собственных колебаний 93,6 Гц по результатам расчет. Поперечная форма – смещение поперек оси

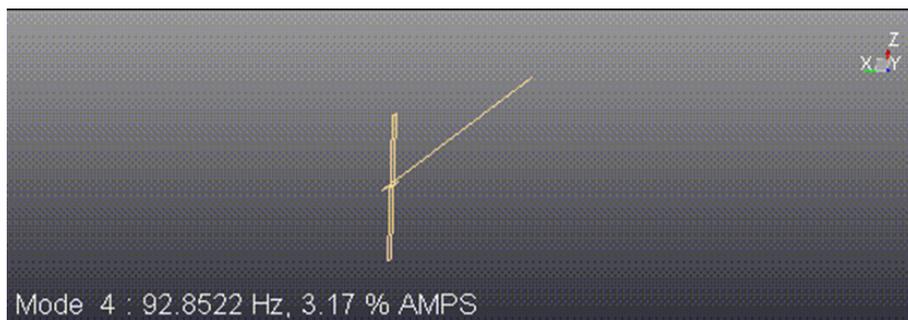


Рисунок 8 – Частота собственных колебаний 92,85 Гц по результатам испытаний на стенде. Поперечная форма – смещение поперек оси

Финальным шагом нашей работы проведено исследование по влиянию виброгасителя на внутренний шум в салоне автомобиля. Результаты замера внутреннего шума в салоне автомобиля представлены на рисунке 9.

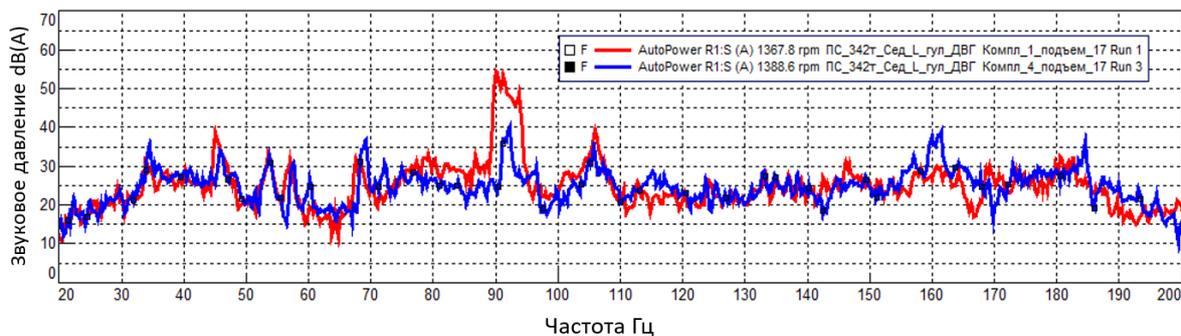


Рисунок 9 – График шума, полученный на испытаниях автомобиля. Красный график – без гасителя, синий график – с виброгасителем

Заключение

Применение виброгасителя позволило снизить уровень шума на 10 – 15 дБ в частотном диапазоне 90 – 95 Гц, что позволяет утверждать об эффективности разработанной конструкции с целью снижения внутреннего шума в салоне легкового автомобиля. Проведенное исследование подтвердило высокую эффективность разработанного комплексного подхода к проектированию динамических виброгасителей. Теоретически обоснованный принцип антирезонанса был успешно применен для подавления вибраций картера главной передачи автомобиля. Разработанная и верифицированная конечно-элементная модель показала хорошую сходимость с результатами стендовых модальных испытаний, расхождение частот первых пяти форм колебаний не превысило 5,5%. С практической точки зрения, разработанная методика и конкретная конструкция виброгасителя рекомендуются к применению в автомобильной промышленности для решения аналогичных задач виброзащиты трансмиссии и подвески, обеспечивая существенное улучшение акустического комфорта. Техно-экономическая эффективность решения обусловлена его относительно низкой стоимостью по сравнению с альтернативами (модификация источника вибраций, усиление конструкций), отсутствием необходимости дорогостоящих изменений производства и повторных сертификаций, а также минимизацией рисков для смежных узлов.

Список использованных источников

1. Brock, J.E. (1946) A Note on the Damped Vibration Absorber. *Journal of Applied Mechanics*, 13, A284.
2. Батизи В.М., Лихачёв Д.С. Исследование причин возникновения вибраций на переходных режимах движения автомобиля. *Труды НАМИ*. 2018;(1):61-68.
3. Васидзу К. Вариационные методы в теории упругости и пластичности. – М.: Мир, 1987. – 542 с.
4. Жердев А.В., Карлышев М.Е. Методика эффективного демпфирования низкочастотных резонансных колебаний // сборник статей Международной научно-практической конференции. - Уфа: Общество с ограниченной ответственностью "ОМЕГА САЙНС" (Уфа), 2021. - С. 28-30.
5. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. – М.: Наука, 1967. – 444 с.
6. Караваев В.Г., Прядко Ю.Г., Черногоров Е.П. Малые колебания механических систем: учеб. пособие. – Челябинск: Изд. центр ЮУрГУ, 2017. – 109 с.
7. Фёдоров Н.Н. Теория механизмов и машин: учеб. пособие. – Омск: Изд-во ОмГТУ, 2008. – 224 с.
8. Сапожников С.Б., Кузьменко Б.П. Демпфирование колебаний тонких оболочек слоистыми покрытиями // *Вестн. ПНИПУ. Механика*. – 2010. – №2.
9. Сергей Павлович Глушков, Наталья Владимировна Молокова, Дарья Андреевна Проворная Динамические режимы виброзащитных систем // *Вестн. Том. гос. ун-та. Математика и механика*. 2025. №93.
10. Глушков С. П., Проворная Д. А., Молокова Н. В. ВИБРОГАСИТЕЛИ ДЛЯ СИСТЕМ С РАСПРЕДЕЛЕННЫМИ ПАРАМЕТРАМИ // *Вестник Сибирского государственного университета путей сообщения*. 2021. №2 (57).
11. Нашиф А., Джоунс Д., Хендерсон Дж. Демпфирование колебаний. – М.: Мир, 1988. – 448 с.
12. Артеменко Е.С., Крутолапов В.Е., Малкин И.В. О разработке методологии определения характеристики материала упругого элемента резинометаллического

демпфера. Труды НАМИ. 2024;(1):66-75.

13. Абдухокимов И. Ф. Разработка системы демпфирования вибрации с жесткой характеристикой: выпускная квалификационная работа бакалавра / И. Ф. Абдухокимов ; Национальный исследовательский Томский политехнический университет (ТПУ), Инженерная школа неразрушающего контроля и безопасности (ИШНКБ), Отделение контроля и диагностики (ОКД) ; науч. рук. Б. Б. Мойзес. — Томск, 2023.

14. MSC Nastran 2021 Nonlinear (SOL 400) User's Guide. MSC Nastran Dynamic Analysis User's Guide. Proc. of the MSC/NASTRAN Eur.Users' Conf. November 30, 2020 – 838.

15. Муслов Сергей Александрович, Сухочев Павел Юрьевич К вопросу о физическом смысле материальных констант гиперупругих моделей // Изв. Саратов. ун-та. Нов. сер. Сер. Математика. Механика. Информатика. 2025. №3.

16. Михайлов Д. А., Пыхалов А. А., Зеньков Е. В., Артюнин А. И. МЕТОДИКА ИСПЫТАНИЯ ОБРАЗЦОВ ИЗ ЭЛАСТОМЕРОВ ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ИХ ГИПЕРУПРУГОСТИ И КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ДЕФОРМИРУЕМЫХ СБОРНЫХ КОНСТРУКЦИЙ // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2021. №4 (72).

17. Таубин Александр Георгиевич, Румянцев Константин Андреевич, Комендантов Андрей Владимирович Особенности деформирования изделий из высокоэластичных материалов, содержащих внутренние полости // Труды Крыловского государственного научного центра. 2020. № Спецвыпуск 1.

References

1. Brock, J.E. (1946) A Note on the Damped Vibration Absorber. *Journal of Applied Mechanics*, 13, A284.
2. Batizi V.M., Likhachev D.S. Investigation of the Causes of Vibration During Vehicle Transitional Modes. *Trudy NAMI [Proceedings of NAMI]*. 2018;(1):61-68.
3. Washizu K. *Variational Methods in the Theory of Elasticity and Plasticity*. Moscow: Mir, 1987. 542 p.
4. Zherdev A.V., Karlyshev M.E. Methodology for Effective Damping of Low-Frequency Resonant Vibrations. In: *Collection of Articles of the International Scientific-Practical Conference*. Ufa: Omega Science LLC, 2021, pp. 28-30.
5. Timoshenko S.P. *Vibration Problems in Engineering*. Moscow: Nauka, 1967. 444 p.
6. Karavaev V.G., Pryadko Yu.G., Chernogorov E.P. *Small Oscillations of Mechanical Systems: A Textbook*. Chelyabinsk: Publishing Center of South Ural State University, 2017. 109 p.
7. Fedorov N.N. *Theory of Mechanisms and Machines: A Textbook*. Omsk: Omsk State Technical University Publishing House, 2008. 224 p.
8. Sapozhnikov S.B., Kuzmenko B.P. Damping of Vibrations of Thin Shells by Layered Coatings. *Vestnik PNRPU. Mechanics*. 2010;(2).
9. Glushkov S.P., Molokova N.V., Provornaya D.A. Dynamic Modes of Vibration Protection Systems. *Vestnik Tomskogo Gosudarstvennogo Universiteta. Matematika i Mekhanika [Bulletin of Tomsk State University. Mathematics and Mechanics]*. 2025;(93).
10. Glushkov S.P., Provornaya D.A., Molokova N.V. Vibration Absorbers for Systems with Distributed Parameters. *Vestnik Sibirskogo Gosudarstvennogo Universiteta Putei Soobshcheniya [Bulletin of the Siberian State University of Railway Engineering]*. 2021;2(57).

-
11. Nashif A.D., Jones D.I.G., Henderson J.P. *Vibration Damping*. Moscow: Mir, 1988. 448 p.
 12. Artemenko E.S., Krutolapov V.E., Malkin I.V. On the Development of a Methodology for Determining the Material Characteristics of a Rubber-Metal Damper's Elastic Element. *Trudy NAMI [Proceedings of NAMI]*. 2024;(1):66-75.
 13. Abdukhokimov I.F. Development of a Vibration Damping System with a Rigid Characteristic: Bachelor's Degree Thesis. Tomsk: Tomsk Polytechnic University, 2023.
 14. MSC Nastran 2021 Nonlinear (SOL 400) User's Guide. MSC Software, 2020. 838 p.
 15. Muslov S.A., Sukhochev P.Yu. On the Physical Meaning of Material Constants of Hyperelastic Models. *Izvestiya Saratovskogo Universiteta. Novaya Seriya. Seriya: Matematika. Mekhanika. Informatika [Izvestiya of Saratov University. New Series. Series: Mathematics. Mechanics. Computer Science]*. 2025;25(3).
 16. Mikhailov D.A., Pykhalov A.A., Zenkov E.V., Artyunin A.I. Methodology for Testing Elastomer Samples to Obtain Mechanical Characteristics of Their Hyperelasticity and Finite Element Modeling of Deformable Assembly Structures. *Sovremennye Tekhnologii. Sistemnyi Analiz. Modelirovanie [Modern Technologies. System Analysis. Modeling]*. 2021;4(72):124-136.
 17. Taubin A.G., Rumyantsev K.A., Komendantov A.V. Features of Deformation of Products Made from Highly Elastic Materials Containing Internal Cavities. *Trudy Krylovskogo Gosudarstvennogo Nauchnogo Tsentra [Transactions of the Krylov State Research Center]*. 2020;(Spetsvypusk 1).

УДК: 62-85
OECD: 3101

Исследование пропускной способности и акустической эффективности пневматических глушителей

Иголкин А.А.¹, Пантюшин А.О.^{2*}, Сафин А.И.³

¹Д.т.н., профессор, профессор кафедры, ²Аспирант, аспирант кафедры,

³К.т.н., доцент, доцент кафедры,

^{1,2,3}Кафедра автоматических систем энергетических установок имени академика РАН Владимира Павловича Шорина, Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева, г. Самара, РФ

Аннотация

В статье рассматриваются проблемы акустического загрязнения при работе пневматических систем высокого давления. Основное внимание уделяется исследованию эффективности различных конструкций глушителей шума, которые снижают уровень звукового воздействия при выбросе сжатого воздуха в атмосферу. Проведены экспериментальные исследования с использованием различных моделей пяти глушителей. Определены ключевые параметры эффективности: акустическая эффективность, пропускная способность глушителя и противодействие. Обнаружены закономерности изменения противодействия в системе. Предложен критерий оценки пропускной способности по времени падения давления в системе. Исследования показали, что наилучшие результаты по снижению уровня шума демонстрирует глушитель №4, хотя он имеет время сброса избыточного давления выше допустимого. Предложенная методика испытаний может быть применена для систем с различным избыточным давлением.

Ключевые слова: акустическая эффективность, глушитель, шум, система пневматическая, динамика

Research of the throughput and acoustic efficiency of pneumatic silencers

Igolkin A.A.¹, Pantyushin A.O.^{2}, Safin A.I.³*

¹Dr. of Engineering, Professor, Professor of the Department, ²Postgraduate student, postgraduate student of the Department,

³PhD in Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Department, ^{1,2,3}Automatic Systems of Power Plants named after Academician of the Russian Academy of Sciences Vladimir Pavlovich Shorin, Samara National Research University named after academician S.P. Korolev (Samara University), Samara, Russian Federation

Abstract

The article examines the issues of acoustic pollution when high-pressure pneumatic systems are in operation. The main focus is on the investigation of the effectiveness of various types of noise silencers, which reduce the sound impact level during the release of compressed air into the atmosphere. Experimental studies were conducted using different models of five silencers. Key effectiveness parameters were identified: acoustic

*E-mail: pantyushin.ao@ssau.ru (Пантюшин А.О.)

efficiency, silencer throughput, and back pressure. A method for evaluating the performance of silencers under unstable system pressure conditions has been developed. The results showed that the best performance in noise level reduction was demonstrated by silencer №4, despite its increased excess pressure release time. The proposed testing methodology can be applied to systems of varying pressures.

Keywords: acoustic efficiency, noise silencers, noise, pneumatic system, dynamics

Введение

Пневматические системы создают повышенный уровень шума, вызванный выбросом сжатого воздуха в атмосферу. Это негативно влияет на окружающую среду и рабочий персонал [1]. Для решения этой проблемы используются пневматические глушители шума, которые снижают скорость, уменьшая шум.

В работах по этой теме приводятся критерии эффективности глушителя, включающие акустическую эффективность, гидросопротивление (пропускная способность глушителя), габариты и ресурс глушителя. В то же время недостаточно изучены вопросы определения характеристик и параметров глушителей аэродинамического шума в системах высокого давления.

Таким образом, в данной работе основным направлением было изучение процессов, проходящих в глушителях высокого давления и их взаимосвязи с аналогичными процессами в системах низкого давления. При выборе глушителя учитываются его технические характеристики, такие как уровень шума, быстродействие, противодействие и акустическая эффективность. Важно найти глушитель, обеспечивающий необходимое шумоподавление без ограничений для работы системы. Акустическая эффективность определяется как разница уровней шума до установки глушителя и после [2].

1 Описание экспериментального стенда

В рамках работы была проведена серия замеров характеристик пяти глушителей шума. Определялись зависимости снижения шума от параметров пористого материала глушителя и их габаритных размеров. В Глушителе 1 в качестве пористого материала используется пористый алюминий. В Глушителях 2-5 используется пенный пенополиуретан [7]. На рисунке 1 представлены глушители, которые были исследованы.

Глушитель №1

Глушитель №3

Глушитель №5



Глушитель №2

Глушитель №4

Рисунок 1 – Исследуемые глушители

Общий вид экспериментального стенда, а также ключевые элементы представлены на рисунке 2. На рисунке 3 представлена пневматическая схема установки с указанием элементов и мест их установки.

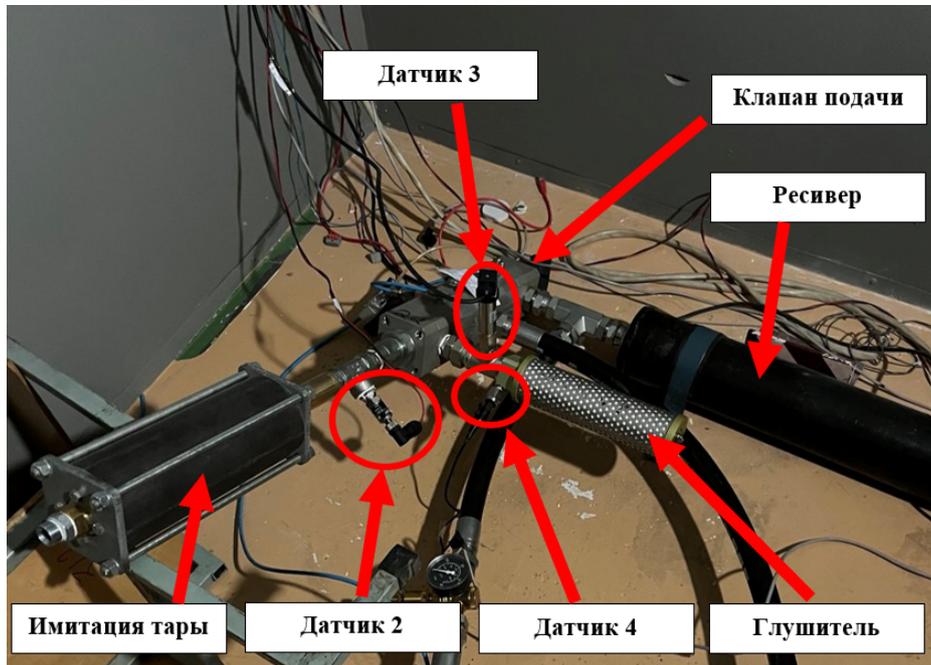


Рисунок 2 – Общий вид экспериментального стенда

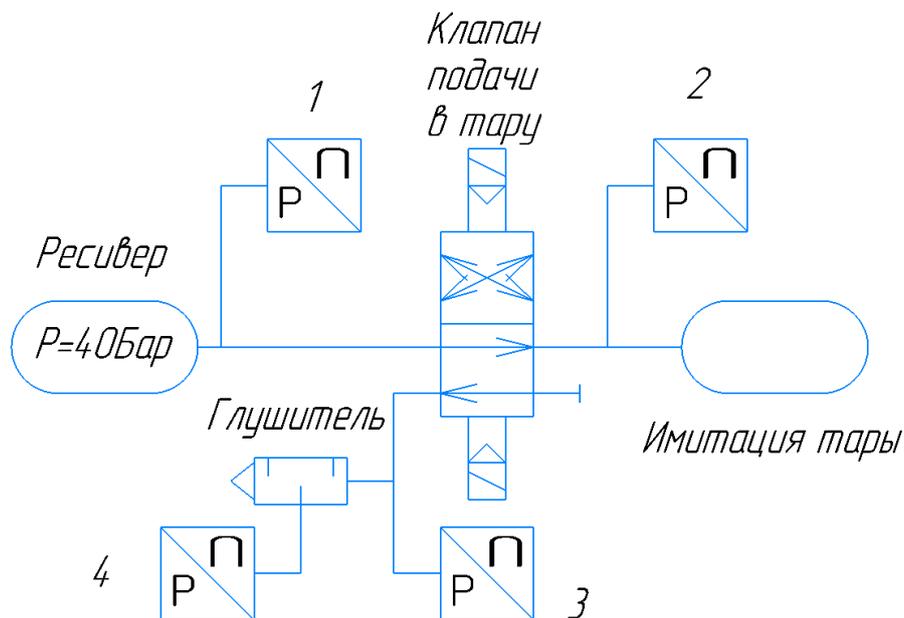


Рисунок 3 – Пневматическая схема экспериментального стенда

2 Проведение испытаний глушителей

В рамках исследования был проведен анализ акустической эффективности. Полученные данные представлены в таблице 1. При анализе шумового воздействия точка

измеряемого уровня звукового давления располагалась на расстоянии 1 м от источника шума, объем камеры для испытаний равен 30 м³. Основным параметром по которому проводились замеры – пиковый скорректированный по С уровень звука (Peak C), дБС – это десять десятичных логарифмов отношения квадрата пикового звукового давления, измеренного с использованием стандартизованной частотной коррекции, к квадрату опорного звукового давления. Максимальные уровни звука *A*, измеренные с временными коррекциями *S* и *I* (Imp max) – наибольшая величина уровня звука, измеренная на заданном интервале времени со стандартной временной коррекцией.

Таблица 1 – Данные акустических замеров

№	Глушитель	Peak C	Imp max	Δ Peak C	Δ Imp max
1	Без глушителя	151,0	141,1	-	-
2	Глушитель 1	129,6	114,7	21,4	26,4
3	Глушитель 2	124,8	106,7	26,2	34,4
4	Глушитель 3	124,4	105,2	26,6	35,9
5	Глушитель 4	123,6	105,2	27,4	35,9
6	Глушитель 5	122,6	100,1	28,4	41

Анализ акустической эффективности [4] показал, что лучшие характеристики у глушителя №5, далее у глушителя №4, потом глушитель №3. У глушителя №3 значения близки к глушителю №4.

Испытания проводятся для глушителей высокого давления (избыточное начальное давление в пневмоёмкости $P = 40$ Бар), но нормирование пропускной способности по ГОСТ 25144 – 82 отсутствует для давлений, отличных от 6,3 Бар. Для определения пропускной способности глушителей проведены измерения противодействия и падения давления в емкости, которые наиболее точно отражают динамику пневматической системы [3]. В результате получены зависимости падения давления в характерных узлах системы. Результаты замеров представлены в виде графиков на рисунках 4 и 5. Для большей читаемости графики имеют незначительное разнесение во времени.

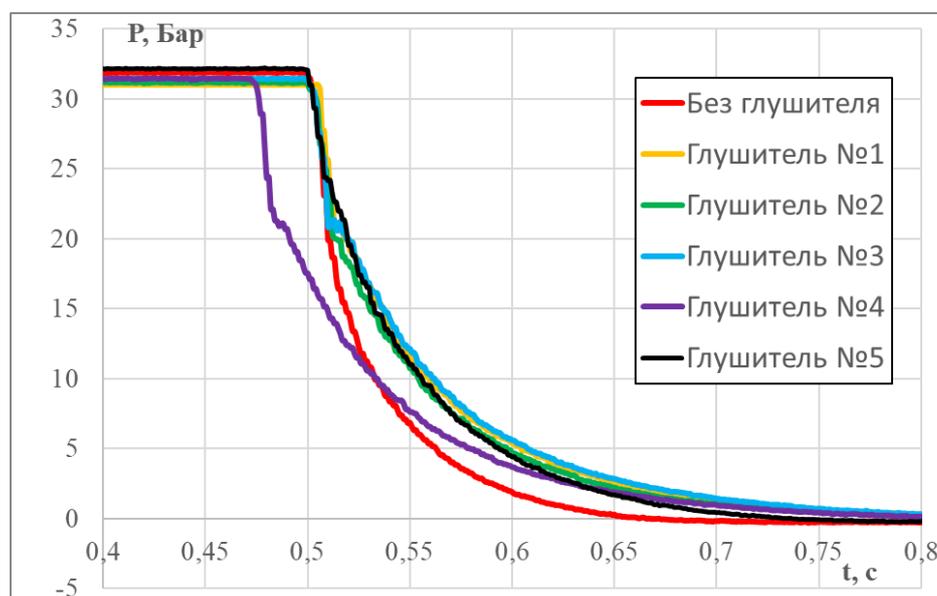


Рисунок 4 – Давления в датчике 2 перед имитатором тары

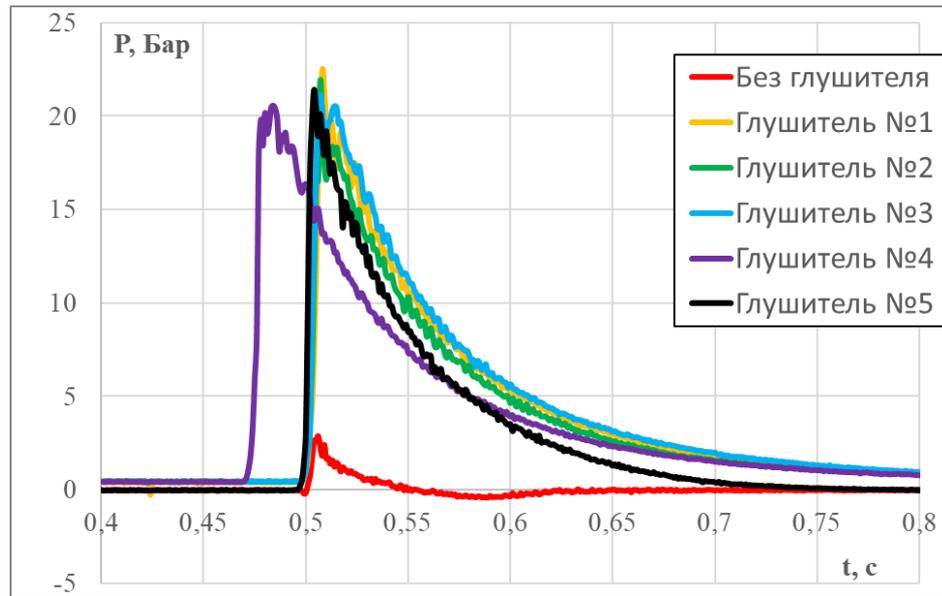


Рисунок 5 – Давление в точке замера 3 перед глушителем

Из представленных графиков видно, что уровень противодействия в точке измерения перед глушителем имеет незначительный разброс значений от 20 до 23 Бар, но значительно больший, чем противодействие в системе без глушителя (3 Бара).

После получения стабильных результатов при замерах на представленной установке, стало очевидно, что характер падения давления в основных точках измерения идентичен.

Основной целью работы было определение возможных критериев оценки эффективности глушителя. При рассмотрении вопроса было обнаружено, что отсутствуют нормативные документы, регламентирующие этот процесс в системах высокого давления. Для решения этой задачи было принято решение опираться на ГОСТ 25144-82 «Пневмоглушители. Технические условия». Согласно нему, воздух из пневмоемкости выпускают через выхлопную линию, состоящую из трубопровода длиной не менее 1 м с внутренним диаметром, большим чем d (D_y) испытуемого пневмоглушителя, пневмодресселя, пневмораспределителя с пропускной способностью, превышающей пропускную способность (K_v) испытуемого пневмоглушителя. Определяется параметр t_1 – время падения давления при выхлопе без глушителя. Перед проведением испытаний настройкой пневмодресселя достигают выбранного значения времени t_1 изменения давления в пневмоемкости от p_1 до p_2 при выхлопе без пневмоглушителя. Затем в выхлопную линию устанавливают испытуемый пневмоглушитель и измеряют время изменения давления от p_1 до p_2 в пневмоемкости. Пневмоглушитель считается выдержавшим испытание при условии:

$$t < 1,4t_1, \quad (1)$$

где t – время изменения давления в пневмоемкости при выхлопе с глушителем, с [5].

В рамках этой работы была отобрана группа из пяти глушителей, которые давали наиболее стабильные результаты. Изменение давления в этих глушителях представлено на рисунке 6.

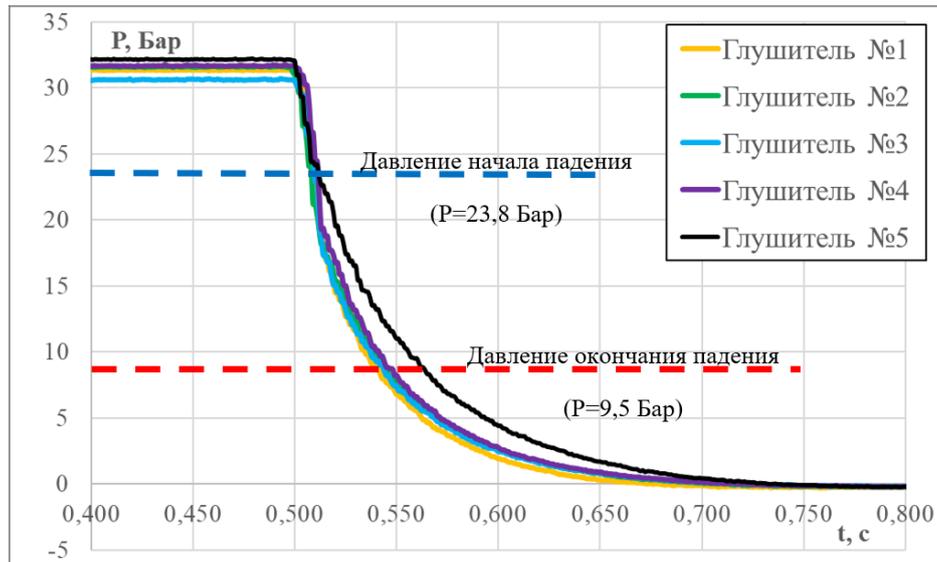


Рисунок 6 – Падение давления в таре перед глушителем

В рамках замеров также было обнаружено, что в системах высокого давления может встречаться значительное отклонение от заданного давления, особенно при длительной работе системы. В связи с этим, опираясь на ГОСТ 25144-82 было принято решения брать не фиксированные значения для давления, по которым определяются отсчетные точки [6]. А заменить значения давления в доли от заданного в системе, что в дальнейшем позволит применять методику для систем разного давления. В ГОСТе для систем с давлением 0,63 МПа (6,3 Бар) установлены точки в 0,5 и 0,2 МПа (5 и 2 Бар), в своей работе по аналогии были приняты значения 0,8 и 0,3 от максимального давления в системе. В соответствии с этим отсчет времени падения давления (t) начинается с момента, когда достигается давление 0,8 от максимального давления в системе, а завершается, когда давление становится менее, чем 0,2 от максимального. После определения основных точек для работы с данными, была создана программа для автоматической обработки массива данных.

В таблице 2 представлены результаты обработки данных по отобранным глушителям, визуально представленных на рисунке 6.

Таблица 2 – Результаты автоматического расчета коэффициента

№		t_n , с	t_k , с	Δt , с	k
1	Без глушителя	0,51	0,538	0,028	1
2	Глушитель №1	0,51	0,539	0,029	1,03
3	Глушитель №2	0,507	0,538	0,031	1,11
4	Глушитель №3	0,512	0,542	0,03	1,07
5	Глушитель №4	0,512	0,545	0,033	1,18
6	Глушитель №5	0,507	0,565	0,64	1,64

Как упоминалось выше, подобные фильтры должны устанавливаться в систему высокого быстродействия, поэтому в рамках нашей работы было принято оставить условие прохождения испытания в соответствии с ГОСТом $t < 1,4t_1$ ($k \leq 1,4$), где t_1 – время падения давления в системе без глушителя, t – время падения в системе с установленным глушителем (Δt).

В соответствии с таблицей 2, результатом работы глушителей и условиями достаточной пропускной способности в соответствии с ГОСТом можно наблюдать разность результатов для коэффициента эффективности (k). Из пяти использованных в замерах глушителей последний показал самый худший результат ($k=1,64$), что превышает выбранный нами по аналогии с ГОСТом показатель $k=1,4$. Если обратиться к рисунку 6 действительно можно наблюдать значительное отклонение линии, описывающей падение давления, от общей траектории остальных глушителей. Наиболее высокую эффективность показал глушитель №4, что также подтверждается поведением траектории на графике (рисунок 7). А также, из таблицы 2, видно: критерий эффективности $k=1,03$ оказался наименьшим из всех полученных и меньшим 1,4.

Проанализировав полученные данные можно утверждать, что лучшие результаты по снижению уровня шума дает созданный авторами глушитель №4, но за счет увеличения время сброса избыточного давления, которое тем не менее удовлетворяет заданному критерию эффективности, не превышающем 1,4 (Глушитель №4 $k=1,18$). На основе полученных результатов можно сделать вывод, что использование предложенной методики оправдано в условиях пневматических систем высокого давления, в том числе при различных значениях избыточного давления системы.

Заключение

Проведенные исследования позволили определить эффективность разных конструкций глушителей для пневматических систем высокого давления. Установлено, что выбор оптимального глушителя должен учитывать не только уровень шумоподавления, но и влияние на производительность системы.

Определены критерии оценки эффективности глушителей, которые могут быть использованы при проектировании и модернизации пневматических систем. Результаты исследования имеют практическую значимость для предприятий, где требуется снижение уровня шума при сохранении высокой производительности оборудования.

Дальнейшие исследования могут быть направлены на разработку новых конструкций глушителей с улучшенными характеристиками и изучение влияния различных параметров на их эффективность, а также системы диагностики степени загрязненности глушителя во время работы.

Результаты исследования были получены в рамках выполнения государственного задания Минобрнауки России в области научной деятельности (Проект № FSSS-2023-0008).

Список использованных источников

1. А.А. Иголкин, А.Н. Крючков, Г.М. Макарьянц [и др.]. Под ред. Е.В. Шахматова, В.П. Шорина Снижение колебаний и шума в пневмогидромеханических системах. – Самара: СГАУ, 2005. - 314 с.
2. Э.С. Арзуманов, В.Г. Скрипченко, Л.Н. Нисман Расчет уровня снижения шумов в регулирующих органах клапанов для высоких перепадов давлений. - М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1976. - 48 с.
3. П.В.Баннова, А.А. Иголкин Исследование характеристик глушителей шума пневмосистем // Материалы конференции «Динамика и виброакустика 2024» (Самара, 3-6 сентября 2024). - Самара: Самарский университет, 2025. - С. 56-65.
4. СанПиН 1.2.3685-21 «Гигиенические нормативы и требования к обеспечению безопасности и (или) безвредности для человека факторов среды обитания» введ. 2021-

01-28. - КонсультантПлюс, 2021. [Электронный ресурс]. - URL: https://ds278-krasnoyarsk-r04.gosweb.gosuslugi.ru/netcat_files/19/8/SP123685_21_0.pdf (дата обращения 15.05.2025).

5. ГОСТ 25144 – 82. Пневмоглушители. Технические условия – М.:Изд-во стандартов, 1982. – 22 с.

6. Шахматов Е.В., Иголкин А.А. [и др.]. Разработка пневматического глушителя шума – Защита от повышенного шума и вибрации сборник трудов конференции IX Всероссийской научно-практической конференции. - СПб: Институт акустических конструкций, 2023. - 5с.

7. Заика А.В., Иголкин А.А., Решетов В.М., Сафин А.И., Сафина И.И. Разработка конструкции пневматического глушителя шума высокого давления и исследование его эффективности // Динамика и виброакустика. - Самара: Самарский университет, 2023. - С. 22-26.

8. Заика А.В., Иголкин А.А. [и др.]. Разработка пневматического глушителя шума // Защита от повышенного шума и вибрации сборник трудов конференции IX Всероссийской научно-практической конференции. - СПб: Институт акустических конструкций, 2023. - С. 48-55.

References

1. Igolkin A.A., Kryuchkov A.N., Makaryants G.M. [et al.]. Reduction of vibrations and noise in pneumohydraulic systems. Edited by Shakhmatov E.V., Shorin V.P. - Samara: SSAU, 2005. - 314 p.

2. Arzumanov E.S., Skripchenko V.G., Nisman L.N. Calculation of noise reduction levels in control valves for high pressure drops. - Moscow: TsINTIkhimneftemash, 1976. - 48 p.

3. Bannova P.V., Igolkina A.A. Study of noise silencers characteristics in pneumatic systems. Proceedings of the conference 'Dynamics and Vibroacoustics 2024' (Samara, September 3–6, 2024). - Samara: Samara University, 2025. - P. 56-65.

4. SanPiN 1.2.3685–21 Hygienic standards and requirements for ensuring safety and/or harmlessness to humans of environmental factors. Introduced 2021-01-28. - ConsultantPlus, 2021. [Electronic resource]. - URL: https://ds278-krasnoyarsk-r04.gosweb.gosuslugi.ru/netcat_files/19/8/SP123685_21_0.pdf (date of reference 15.05.2025).

5. GOST 25144–82 Pneumatic silencers. Technical specifications. - Moscow: Standards Publishing House, 1982. - 22 p.

6. Shakhmatov E.V., Igolkina A.A. [et al.]. Development of a pneumatic noise silencer. Proceedings of the IX All-Russian Scientific and Practical Conference 'Protection from increased noise and vibration'. — Saint Petersburg: Institute of Acoustic Structures, 2023. - 5 p.

7. Zaika A.V., Igolkina A.A., Reshetov V.M., Safin A.I., Safina I.I. Development of a high-pressure pneumatic noise silencer design and study of its effectiveness. Dynamics and Vibroacoustics. - Samara: Samara University, 2023. - P. 22-26.

8. Zaika A.V., Igolkina A.A. [et al.]. Development of a pneumatic noise silencer. Proceedings of the IX All-Russian Scientific and Practical Conference 'Protection from increased noise and vibration'. - Saint Petersburg: Institute of Acoustic Structures, 2023. - P. 48-55.

УДК: 331.453

OECD: 1.03

Современная практика проведения акустического мониторинга в странах СНГ

Буторина М.В.^{1*}, Кобиллов Э.Э.², Ашурмахматов С.И.³, Рустамова Р.Б.⁴

^{1,2}Д.т.н., профессор кафедры, ³Докторант, ⁴Ассистент,

¹⁻⁴Кафедра экологии и безопасности жизнедеятельности, Самаркандский государственный университет имени Шарофа Рашидова, г. Самарканд, Республика Узбекистан

Аннотация

Статья представляет комплексный анализ состояния и практики акустического мониторинга в странах СНГ (на примере Российской Федерации и Республики Узбекистан), а также Китайской Народной Республики как референтной модели. Исследование базируется на данных официальных отчетов, научных публикаций и статистики за 2021-2025 годы. В ходе исследования в России выявлено системное отставание в организации мониторинга – отсутствие постоянно действующей национальной системы, преобладание реактивного подхода (замеры по жалобам). При охвате надзором >1,2 млн объектов, доля проверенных на шум не превышает 1,8%. Наиболее проблемными являются строительный сектор (40-50% нарушений) и транспортная инфраструктура. Однако в России отмечены положительные примеры мониторинга и построения карт шума, например, гг. Москва и Санкт-Петербург. В Узбекистане отмечается прогресс в нормативном регулировании (ужесточение «Закона о тишине» в 2025 году). Практика мониторинга находится в стадии становления, реализуются пилотные проекты по акустическому картированию в Самарканде и Ташкенте. Описана комплексная система регулярного мониторинга Китая с использованием стационарных и автоматических постов с передачей данных в реальном времени. Города классифицируются по уровням акустического комфорта с целевыми программами улучшения. В работе впервые проведено сравнительное исследование систем акустического мониторинга в странах СНГ с выделением ключевых проблемных зон и определением перспективных направлений развития, включая интеграцию IoT, искусственного интеллекта и цифровых двойников. Результаты исследования могут быть использованы для разработки национальных программ по созданию систем акустического мониторинга в странах СНГ, совершенствования нормативной базы и внедрения современных технологий контроля шумового загрязнения.

Ключевые слова: акустический мониторинг, шумовое загрязнение, карты шума, экологический контроль, строительный шум, транспортный шум

Modern practice of noise monitoring in CIS countries

Butorina M.V.^{1}, Kobilov E.E.², Ashurmakhmatov S.I.³, Rustamova R.B.⁴*

^{1,2}D.Sc., Professor, ³Post-Doctorate Student, ⁴Assistant (Ph.D.)

¹⁻⁴Department of Ecology and Labor Safety of Samarkand State University, Samarkand, Uzbekistan

*E-mail: marina_butorina@inbox.ru (Буторина М.В.)

Abstract

The article presents a comprehensive analysis of the status and practice of acoustic monitoring in the CIS countries, on the example of Russian Federation and Republic of Uzbekistan, and using PRC as a reference model. The study is based on data from official reports, scientific publications, and statistics for 2021-2025. The study revealed a systemic gap in monitoring in Russia, including the lack of a permanent national system and the prevalence of a reactive approach (measurements based on complaints). While over 1.2 million facilities are monitored, the share of noise inspected does not exceed 1.8%. The most problematic sectors are the construction sector (26.4% of violations) and transport infrastructure. However, in Russia there are positive examples of monitoring and mapping noise, for example in Moscow and St. Petersburg. Progress in regulatory frameworks has been noted in Uzbekistan (the "Law on Silence" will be tightened in 2025). Monitoring practices are in their infancy, with pilot acoustic mapping projects being implemented in Samarkand and Tashkent. This paper describes a comprehensive regular monitoring system in China using stationary and automated posts of control with real-time data transmission. Cities are classified according to five levels of acoustic comfort, with targeted improvement programs. This paper presents the first comparative study of acoustic monitoring systems in the CIS countries, highlighting key problem areas and identifying promising areas for development, including the integration of IoT, artificial intelligence, and digital twins. The results of the study can be used to develop national programs for the creation of acoustic monitoring systems in the CIS countries, improve the regulatory framework, and implement modern noise pollution control technologies.

Keywords: acoustic monitoring, noise pollution, noise maps, environmental monitoring, construction noise, transport noise

Введение

Длительный и интенсивный шум наносит серьезный вред организму человека:

- вызывает необратимую потерю слуха и тиннитус (звон в ушах) из-за разрушения волосковых клеток внутреннего уха;
- являясь мощным стрессором, шум провоцирует выброс гормонов стресса, что приводит к повышению давления, тахикардии и увеличивает риск гипертонии, инфарктов и инсультов;
- вызывает тревожность, нарушает сон (мешает засыпанию, делает сон поверхностным), что ведет к хронической усталости и ухудшению когнитивных функций;
- снижает способность концентрироваться, ухудшает память и обучение, что негативно сказывается на успеваемости и производительности труда;
- хронический шум может ослабить иммунитет, нарушить метаболизм и повысить риск преждевременных родов.

В России проблема шумового загрязнения остается одной из наиболее острых среди всех физических факторов воздействия на окружающую среду.

Основные выводы по ситуации на 2023 год [1] свидетельствуют о следующем. Под надзором Роспотребнадзора находится свыше 1,2 млн объектов – источников вредного физического воздействия, причем шум является ключевым фактором. Несмотря на это, доля объектов, проверенных на шум и вибрацию, крайне мала (1,8% и 1,2% соответственно), хотя за 8 лет наблюдений количество измерений и увеличилось в 1,3 раза (7481899 измерений на всей территории Российской Федерации).

При этом каждый десятый объект, проверенный по шуму, не соответствует нормативам (10,6%) несмотря на то, что количество объектов с превышением предельно допустимых уровней (ПДУ) по виброакустическим параметрам непрерывно снижается, начиная с 2014 г (рисунок 1).

Наибольшее количество нарушений выявлено на промышленных предприятиях (26,4% не соответствуют нормативам по шуму), а также в коммунальной и социальной сфере. Среди регионов с самой неблагоприятной обстановкой по шуму на промышленных предприятиях лидируют Кировская, Тверская, Ярославская области и Республика Марий Эл.

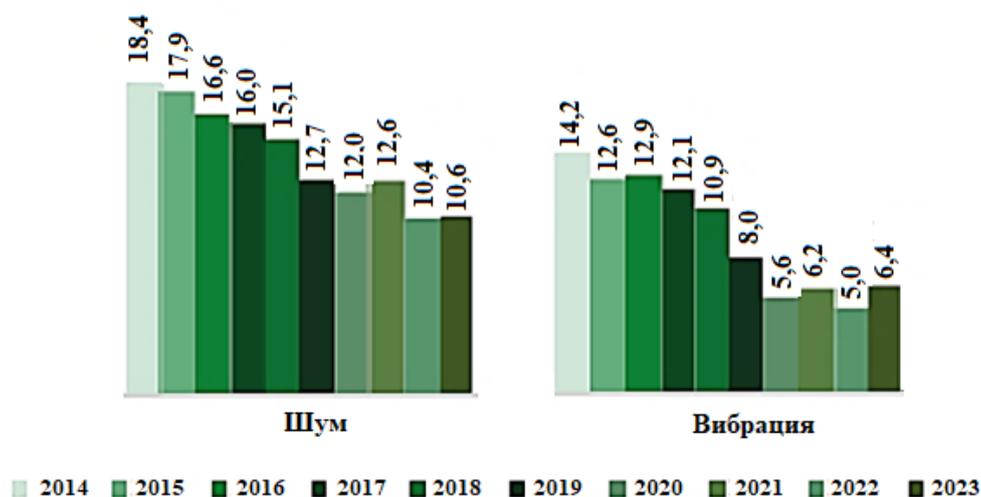


Рисунок 1 – Изменение количества объектов, не соответствующих ПДУ по виброакустическим факторам, 2014-2023 гг., % [1]

Наибольшую тревогу вызывает шум в жилой зоне: 17,9% замеров шума на территории жилой застройки превышают нормы. Главные источники жалоб – предприятия общепита, торговли и развлечений, расположенные в жилых домах. Количество жалоб на шум велико, и составляет почти три четверти от всех жалоб, поступающих на физические факторы (рисунок 2). В 37,1% случаев проверки подтверждают нарушения. В то же время количество результатов измерений, не соответствующих ПДУ, снизилось в 1,5 раза (с 6,9% в 2015 г. до 4,5% в 2023 г.).

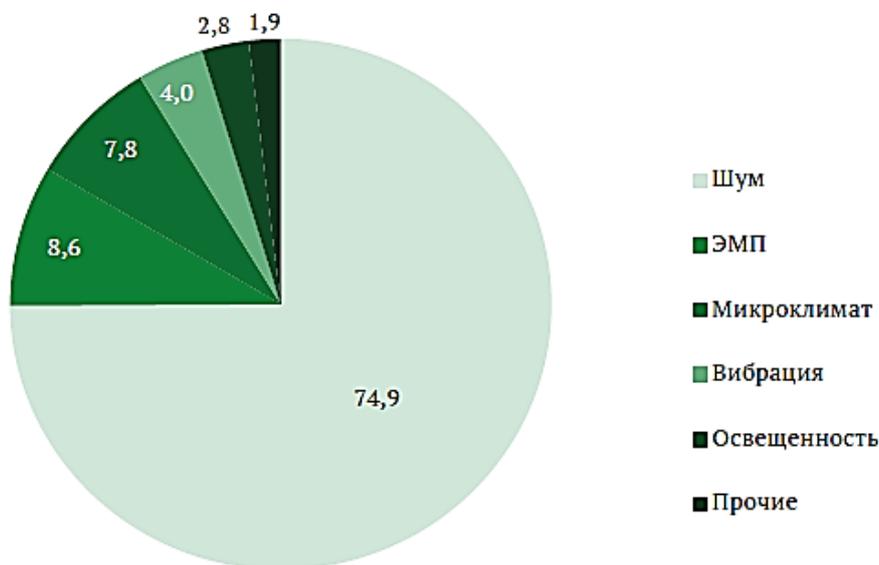


Рисунок 2 – Распределение жалоб на физические факторы [1]

Доля мероприятий, направленных на профилактику снижения влияния физических факторов риска на здоровье населения, составила 0,94%. К ним относятся мероприятия по проведению мониторинга радиационной обстановки, утилизации радионуклидных источников, сооружению шумозащитных экранов и перераспределению транспортных потоков, снижению воздействия на население электромагнитного и электростатического полей, модернизации медицинского лечебно-диагностического оборудования [1].

Следует отметить, что в России постоянный акустический мониторинг не ведется. Контроль соблюдения нормативов в этой сфере осуществляет Роспотребнадзор. При поступлении жалоб от населения или в рамках плановых проверок проводятся измерения. В случае превышения ПДУ выдается предписание об устранении нарушений, может быть наложен штраф, а в крайних случаях работы приостанавливаются до решения проблемы. Мониторинг уровней шума на границе санитарно-защитных зон и площадках предприятий выполняют сами предприятия в рамках производственного экологического контроля. Карты шума отдельных объектов разрабатываются по инициативе отдельных муниципалитетов, а также могут входить в состав проектной документации. В 2006 г. была разработана карта шума г. Санкт-Петербурга, существует карта шума автотранспорта г. Москвы, там же действуют передвижные лаборатории, которые, однако, не позволяют оценить уровни шума по всей территории города в реальном времени и определить тенденции его изменения.

В отличие от российской практики, в ряде государств акустический мониторинг интегрирован в национальную систему управления для защиты благополучия граждан. Ярким примером служит Китай, где контроль над уровнем шума осуществляется на регулярной основе – четыре раза в год. Измерения проводятся с применением как ручных, так и автоматических методов. Например, в 2021 году была собрана обширная база данных: только ручным способом выполнены десятки тысяч замеров в различных функциональных зонах, регионах и на автодорогах. Параллельно работают 2427 автоматических станций, отслеживающих шум в жилой застройке и от транспорта. Все данные в режиме реального времени поступают в Министерство экологии и окружающей среды для анализа и формирования управленческих решений [2].

1 Методы и задачи акустического мониторинга

Для оценки уровней воздействия шума используется акустический мониторинг. Акустический мониторинг – это процесс непрерывного или периодического измерения, записи и анализа звуковых колебаний (шума и вибрации), предназначенный для оценки состояния оборудования, окружающей среды или технологического процесса. Основные цели акустического экологического мониторинга – оценка уровня шумового загрязнения в городах, вблизи предприятий, аэропортов, железных и автодорог.

Цели и задачи мониторинга городского шума:

- получение объективных данных об уровнях звука (в дБА) в разных функциональных зонах города (жилые районы, рядом с школами и больницами, вдоль магистралей);
- сравнение полученных данных с гигиеническими нормативами (СанПиН 1.2.3685-21);
- определение вклада разных источников: транспорт (авто, ж/д, авиа), строительство, промышленные предприятия, инфраструктурные объекты (вентиляция, кондиционеры), бытовая деятельность (кафе, мероприятия);
- создание карт шума – построение цифровых моделей (цифровых двойников)

города, визуализирующих распределение шума;

- прогноз и оценка эффективности мероприятий;
- информирование населения.

Основные компоненты системы экологического мониторинга шума включают в себя следующие элементы:

1. Датчики (сенсоры) – микрофоны (конденсаторные, электретные, MEMS, IoT датчики), высокоточные шумомеры;

2. Система сбора и передачи данных:

– аналого-цифровые преобразователи (АЦП), преобразующие непрерывный аналоговый сигнал с датчика в цифровой вид;

– регистраторы данных – устройства для записи и временного хранения данных, многоканальные системы для одновременной синхронной записи звука с нескольких точек для детального анализа источников;

– системы передачи: проводные (Ethernet) или беспроводные (Wi-Fi, LoRaWAN, 4G/5G) модули для отправки данных на сервер.

3. Платформа для обработки и анализа данных:

– программное обеспечение (на базе Python, MATLAB, R) или платформы (например, Splunk для анализа временных рядов);

– алгоритмы анализа (от простого быстрого преобразования Фурье для частотного анализа до сложных моделей машинного обучения);

– базы данных для хранения больших объемов аудиоданных и метаданных;

– программное обеспечение для акустического моделирования.

4. Система визуализации:

– графические интерфейсы для отображения текущего статуса, трендов, спектрограмм.

5. ГИС-технологии, оперативные карты шума, построенные по результатам измерений в привязке к координатам местности.

Основные методы анализа данных акустического мониторинга включают в себя:

– временной анализ – оценка уровней звукового давления, эквивалентного и максимального уровней звука, пиковых значений, а также их изменение во времени;

– частотный (спектральный) анализ – позволяет выявить конкретные источники шума, определить, на каких частотах появились аномалии, выявить появление новых потенциально опасных объектов;

– машинное обучение и AI для классификации шума (например, в пределах ПДУ или повышенный).

Основные методы проведения акустического мониторинга:

1. Стационарные автоматические станции – посты непрерывного мониторинга, установленные в ключевых точках (у крупных магистралей, в жилых зонах, рядом с аэропортами);

2. Мобильные (передвижные) измерения – при помощи переносных шумомеров и GPS-модулей, т.е. замеры по заранее составленному маршруту или в конкретных точках;

3. Использование Big Data и косвенных методов – оценка и анализ интенсивности движения, расчет шумовых характеристик, построение карт шума.

Преимуществами постоянно действующей автоматической системы акустического мониторинга является дистанционный и бесконтактный контроль, что позволяет производить оценку в режиме реального времени, в том числе в труднодоступных местах,

информативность за счет получения больших объемов данных о параметрах источников и их изменении во времени, выявление потенциально опасных объектов. Мобильные измерения могут быть использованы для уточнения данных автоматических систем, калибровки расчетных моделей и машинного обучения.

2 Результаты мониторинга шума в г. Москве

Масштаб проблемы шумового загрязнения в Москве подтверждается статистикой обращений граждан [3]. Жалобы на шум стабильно входят в число наиболее частых поводов для обращений в городской Департамент природопользования и охраны окружающей среды города Москвы. При этом в 2024 году их количество продемонстрировало резкий рост – на 23% больше, чем в 2023 году (увеличение с 6,0 тыс. до 7,4 тыс. жалоб), при этом наибольшее количество жалоб (8,9 тыс.) было отмечено в 2020 г. Основным источником негативного воздействия, согласно жалобам, на протяжении многих лет являются строительные и дорожные работы в ночное время. Также жители сообщают о шуме от всех видов транспорта, коммунальной и промышленной техники.

Для реагирования на жалобы населения аккредитованная лаборатория ГПБУ «Мосэкомониторинг» проводит выездные обследования. Их задача – выявление источников шума и проведение инструментальных замеров. В 2024 году было выполнено 866 таких измерений на территории Москвы. Все работы ведутся в строгом соответствии с утвержденными методиками и санитарными нормативами (СанПиН 1.2.3685-21). В случаях, когда проверка подтверждает нарушение допустимых уровней шума, государственные инспекторы применяют меры административного воздействия, а информация о них направляется в соответствующие органы исполнительной власти для принятия мер.

Набор данных результатов мониторинга, представленный на портале Правительства Москвы [4], позволяет получить информацию о месте проведения измерений уровней шума, источнике шума, дате и основных результатах исследования, о наличии или отсутствии превышений ПДУ, а также есть возможность посмотреть местоположение проведенных измерений на карте города Москвы. Расположение точек измерений на примере автотранспорта приведено на рисунке 3, а сведения о количестве замеров с начала проведения измерений (сентябрь 2016 г. по сентябрь 2025 г.), причинах выезда и выявленных превышениях ПДУ – в таблице 1.

На основе полученных данных осуществляется оценка влияния на акустическую обстановку различных источников шума. Основными источниками шумового воздействия на территории Москвы являются (в порядке убывания значимости): строительные площадки, дорожно-ремонтные работы, автотранспорт, погрузочно-разгрузочные работы, генераторные установки, железнодорожный транспорт, промышленные предприятия (рисунок 4). При этом превышения ПДУ чаще всего наблюдаются на объектах транспорта (в 70-90% случаев), в то время как выявление превышений на непостоянно работающих объектах (генераторные установки, погрузочно-разгрузочные работы, ремонтные работы, развлекательные мероприятия и промышленные предприятия) весьма затруднено отсутствием работы во время проведения ручных измерений.

Тем не менее, результаты мониторинга позволяют выявить основные проблемы, связанные с шумом и разработать шумозащитные мероприятия.

В 2024 году количество жалоб на шум от ночных строительных и дорожных работ достигло 6,9 тыс., что на 23% больше, чем в 2023 году, и в 30 раз превышает показатели 2011 года. Ежегодный мониторинг показывает, что почти половина стройплощадок нарушает допустимые уровни шума в ночное время.

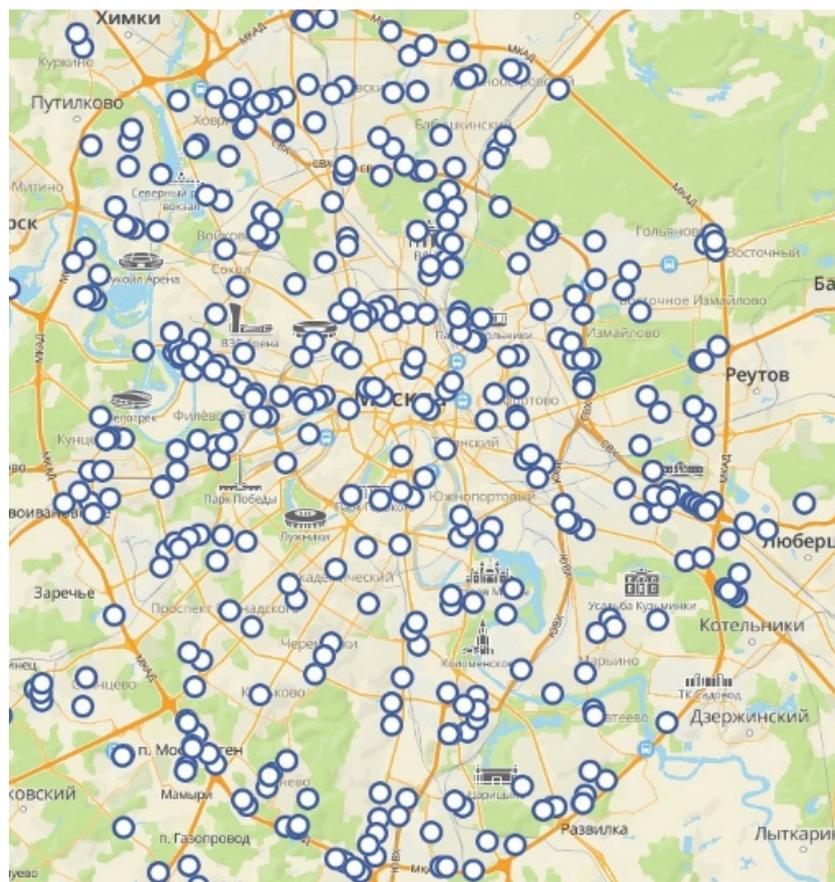


Рисунок 3 – Расположение точек измерений шума автотранспорта в г. Москва

В ответ на это городские власти активизировали борьбу с шумовым загрязнением. Несмотря на мораторий на плановые проверки, в 2024 году был разработан новый механизм привлечения к ответственности, позволивший выписать штрафов на 13,84 млн рублей по статье 4.46 КоАП Москвы. Для системного решения проблемы были разработаны и внедряются следующие меры:

1. Действуют правила, запрещающие в ночное время работу шумного оборудования, забивку свай и использование громкоговорящей связи;
2. Шесть городских департаментов совместно с 12 ведущими застройщиками разработали Инструкцию по снижению шума при проведении строительных работ. Документ, основанный на лучшем международном опыте, предусматривает комплекс организационных и технологических решений. Его апробация на нескольких площадках показала снижение шума на 10-30%;
3. С 2025 года застройщики обязаны устанавливать на стройплощадках датчики шума, интегрированные в программно-технический комплекс. Данные с них будут в реальном времени передаваться в городскую ИТ-систему управления - «цифровой двойник» Москвы через создаваемую систему централизованного мониторинга. Пилотный проект на пяти объектах показал эффективность, снизив уровень шума на 40% [5]-[6].

Внедрение системы централизованного мониторинга строительных площадок сопряжено с техническими и организационными вызовами, такими как:

- интеграция оборудования в условиях динамично меняющейся стройплощадки;
- риск сбоев передачи данных из-за проблем со связью или электропитанием;
- возможные некорректные показания из-за помех (например, шума проезжающей техники).

Таблица 1 – Количество выполненных измерений шума за год в г. Москва

	2016	2017	2018	2019	2020	2021	2022	2023	2024	2025
Количество замеров	611	1422	1477	2417	2314	2594	1198	887	866	770
Причина выезда:										
Авиашум	1	3	1	6	0	13	3	9	2	2
случаи превышения ПДУ	1	3	0	1	0	6	1	2	0	2
Автотранспорт	17	67	72	36	205	150	59	25	69	21
случаи превышения ПДУ	16	61	60	34	194	148	52	20	61	19
Генераторная установка	19	27	14	36	16	22	52	26	71	62
случаи превышения ПДУ	7	4	3	3	3	4	3	9	2	6
Дорожно-ремонтные работы	71	208	358	299	320	344	20	15	24	25
случаи превышения ПДУ	6	11	6	4	7	10	0	0	0	1
Железнодорожный транспорт	9	17	10	5	4	19	9	3	9	6
случаи превышения ПДУ	6	13	10	3	4	17	7	3	6	4
Массово-развлекательные мероприятия, кафе, клуб, музыка	4	3	3	2	0	4	2	0	3	7
случаи превышения ПДУ	0	0	0	1	0	1	1	0	0	2
Погрузочно-разгрузочные работы	8	30	14	20	25	97	85	54	71	41
случаи превышения ПДУ	4	2	4	1	0	3	2	0	2	0
Промышленные предприятия	13	19	8	5	6	2	3	1	4	5
случаи превышения ПДУ	7	4	2	2	0	0	0	0	0	3
Ремонтные работы	-	-	-	5	47	105	42	12	28	16
случаи превышения ПДУ	-	-	-	0	0	2	0	0	0	0
Строительные работы	445	991	966	1983	1736	1810	887	720	542	533
случаи превышения ПДУ	46	127	108	210	181	268	412	361	127	160
Другие источники	24	57	31	25	2	133	78	34	71	68

Хотя прямые затраты на оборудование незначительны и не повлияют на стоимость жилья, необходимость пересмотра устоявшихся процессов и технологий может привести к увеличению сроков строительства. В то же время, открытый мониторинг поможет минимизировать жалобы жителей и улучшить репутацию строительных компаний.

Автомобильный транспорт является одним из основных источников шумового загрязнения в Москве. В 2024 году лаборатория «Мосэкомониторинга», а также специалисты МГУ им. Ломоносова [7] провели замеры в жилых зонах и рядом с автотрассами, которые выявили следующую картину:

- вблизи трасс эквивалентный уровень шума составил 52-68 дБА днем и 48-77 дБА ночью;
- наибольшие значения зафиксированы зимой, а наименьшие – летом, благодаря шумопоглощающим свойствам листвы деревьев;
- в часы пик уровень шумового воздействия стабильно превышает установленные нормативы.

Результаты измерений подтвердили, что транспортный шум затрагивает не только здания вдоль магистралей, но и проникает вглубь кварталов. Ярко выраженные утренние и вечерние пики на графиках в рабочие дни прямо указывают на эту связь.

Основное воздействие шума от железных дорог испытывают на себе жители домов первой и второй линии, прилегающих к путям. В 2024 году москвичи жаловались на шум от проходящих составов, работу сортировочных станций, а также на использование звуковых сигналов и громкоговорящей связи.

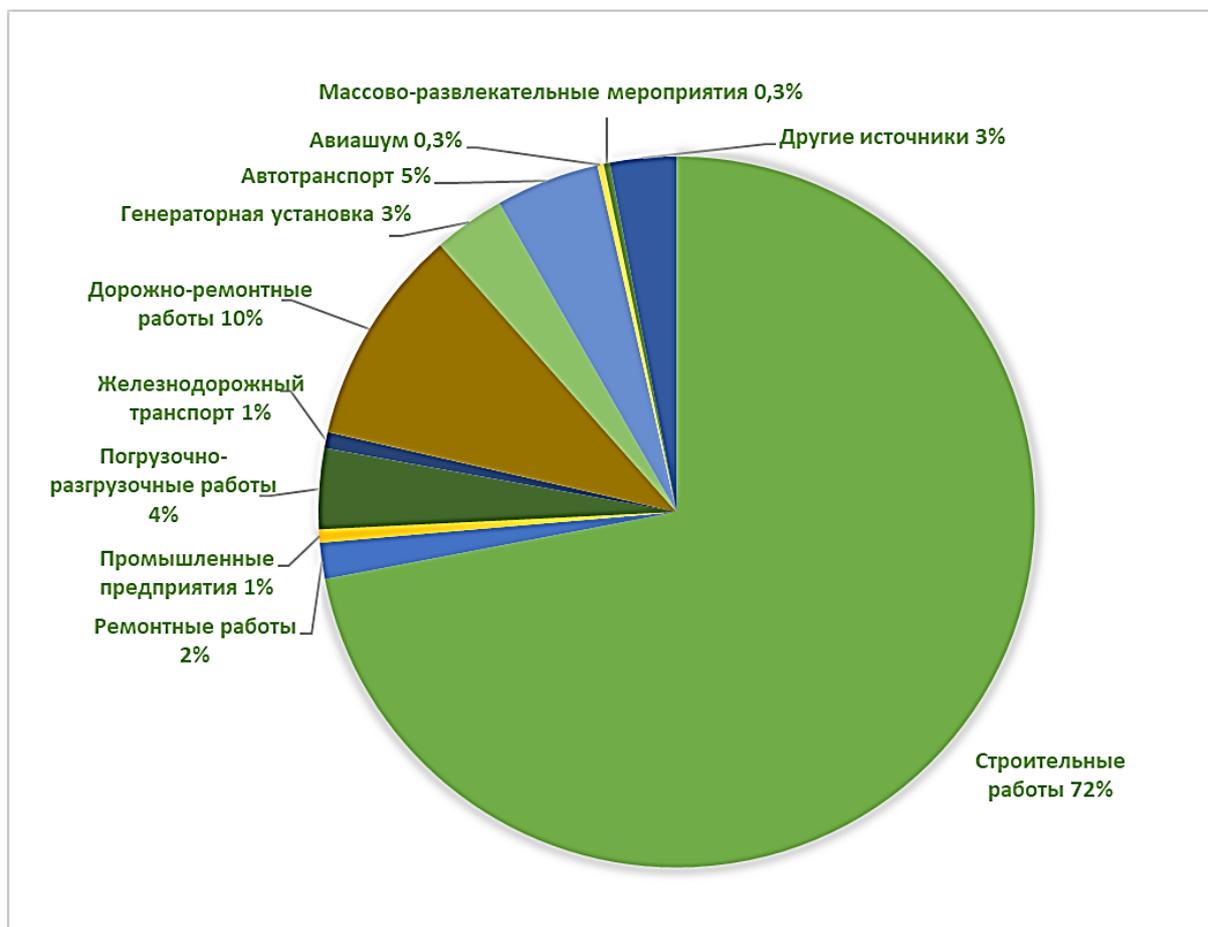


Рисунок 4 – Основные источники шума в г. Москве

По результатам замеров «Мосэкомониторинга» в 2024 году, эквивалентный уровень шума от поездов в таких зонах достигал 67 дБА, а максимальный – 71 дБА. Все случаи превышения нормативов направляются в Роспотребнадзор для принятия мер в рамках его компетенции.

Для минимизации шума как автомобильного, так и железнодорожного транспорта в Москве реализуется комплексный подход, включающий:

1. Шумозащитное строительство:

- установка акустических экранов: в 2024 году их общая протяженность составила более 16,5 км вдоль автодорог и железнодорожных путей;
- замена обычных окон на шумозащитные в жилых зданиях и социальных объектах: по состоянию на 2024 году заменено свыше 6 тыс. м² остекления.

2. Градостроительные и организационные меры. Снижение интенсивности автомобильного движения за счет:

- развития общественного транспорта;
- ограничения движения грузовиков в жилых кварталах;
- создания зон платных парковок и пешеходных зон.

3. Нормативное регулирование на федеральном уровне:

- для автотранспорта: постепенное ужесточение требований к уровню внешнего шума новых транспортных средств и шуму от шин;
- для железнодорожного транспорта: реализация «Экологической стратегии ОАО «РЖД» до 2030 года», которая предусматривает внедрение инновационных технологий для снижения шума.

Таким образом, акустический мониторинг в г. Москва является действенным инструментом контроля и разработки мер по снижению шума.

3 Результаты мониторинга шума в г. Санкт-Петербург

В «Докладе об экологической ситуации в Санкт-Петербурге» за 2023 г., подготовленном Комитетом по природопользованию, охране окружающей среды и обеспечению экологической безопасности Санкт-Петербурга во исполнение поручения Президента Российской Федерации по реализации Послания Президента Российской Федерации Федеральному Собранию Российской Федерации от 30 ноября 2010 года, сведения о шуме отсутствуют [8].

Измерения уровней шума на территории Санкт-Петербурга производятся, начиная с 1971 г. Ранее измерения производились Санэпидемстанцией г. Ленинграда, позднее измерения стал производить Центр Гигиены и Санэпидемиологии Санкт-Петербурга, в настоящее время контролем шума большинства источников на территории городской застройки занимается Роспотребнадзор. Ретроспективный анализ результатов измерений показывает, что за период с 1971 г. по настоящее время средние уровни шума на территории г. Санкт-Петербурга снизились на 16 дБА (с 75 до 59 дБА).

По данным Управления Роспотребнадзора г. Санкт-Петербурга в структуре жалоб граждан на различные физические факторы наибольший удельный вес составляют жалобы на шум (свыше 70 %). Основной причиной жалоб населения является шум от инженерно-технологического оборудования встроенно-пристроенных объектов (вентиляционного и холодильного оборудования предприятий общественного питания и торговли, наружных блоков системы кондиционирования и охлаждения), на шум от звуковоспроизводящей и звукоусиливающей аппаратуры, а также шум встроенных в здания объектов инженерного обеспечения и сантехнического оборудования с круглосуточным режимом работы (индивидуальные тепловые пункты, повысительные насосные, лифты, трансформаторные подстанции).

В рамках рассмотрения обращений заявителей, связанных с воздействием шума от различных источников, Управлением проводятся контрольно-надзорные мероприятия в рамках Федерального закона от 31.07.2020 № 248-ФЗ «О государственном контроле (надзоре) и муниципальном контроле в Российской Федерации» с привлечением аккредитованного испытательного лабораторного центра ФБУЗ «Центр гигиены и эпидемиологии в городе Санкт-Петербурге и Ленинградской области» для инструментальных измерений уровней шума. В случае выявления превышений уровней шума Управление принимает меры административного воздействия в соответствии с Кодексом об административных правонарушениях.

В адрес Управления Роспотребнадзора по городу Санкт-Петербургу поступают обращения жителей на шум от строящихся на территории города объектов. Согласно Федеральному закону от 30.03.1999 № 52-ФЗ «О санитарно-эпидемиологическом благополучии населения» и в соответствии с Градостроительным кодексом РФ Управление Роспотребнадзора по городу Санкт-Петербургу с 01.01.2007 г. не осуществляет надзор за соблюдением требований санитарного законодательства при строительстве объектов и приёмке их в эксплуатацию. Указанные функции отнесены к компетенции Службы государственного строительного надзора и экспертизы Санкт-Петербурга [9].

Госстройнадзор Санкт-Петербурга провел в 2021 году 927 проверок по вопросам повышенного шума. Самыми частыми нарушениями в области строительства стали следующие: несвоевременное выполнение мероприятий по организации строительной площадки; отсутствие полного пакета исполнительной документации; нарушение предельно допустимых показателей уровня шума; несвоевременный вывоз строительных

отходов, отсутствие документов об утилизации мусора. Инспекторы Госстройнадзора выдали соответствующие предписания об устранении нарушений и возбудили 427 административных дела [10].

В 2006 г. в Санкт-Петербурге по заказу Комитета по градостроительству и архитектуре в целях акустического зонирования территории была построена карта шума. Карта шума была обновлена в инициативном порядке в 2013 г. [11].

Результаты построения карты шума позволили выявить основные источники на территории города (рисунок 5), а также оценить распределение городских территорий по уровням шума (таблица 2).



Рисунок 5 – Основные источники шума на территории г. Санкт-Петербурга

Таблица 2 – Распределение территорий Санкт-Петербурга по уровням шума

Уровни шума, дБА	Процент обследованных территорий за год					
	2013	2004	2000	1998	1991	1971
65	10	2	3	14	15	0
66-70	38	26	8	43	14	8
71-75	39	55	58	34	32	22
76-80	13	17	31	9	33	48
80-85	0	0	0	0	6	22
86-90	0	0	0	0	0	1

Как показывает анализ данных, представленных в таблице 2, с течением времени городские территории переходят из более зашумленных в менее. По оценкам некоторых специалистов, на настоящий момент почти треть городских территорий соответствует нормативным требованиям.

Оценка шума автотранспорта показывает, что несмотря на рост интенсивности движения на 1-3% в год, уровни шума, создаваемые автотранспортом вблизи основных магистралей, изменяются незначительно. После введения кольцевой автодороги интенсивность автомобильного движения в центре города снизилась на 30 %, кроме того, произошел перенос грузового движения за пределы городской черты. С учетом данной тенденции, а также при учете факта постоянного обновления автопарка и его ориентированности на машины импортного производства, вклад автотранспорта

в акустическую обстановку остается постоянным, превышая ПДУ как в дневное, так и в ночное время.

Аналогичная ситуация складывается с шумом железнодорожного транспорта, который несмотря на то, что под его влияние попадает порядка 5% жилых территорий, оказывает постоянное воздействие, превышающее ПДУ.

Для снижения шума транспорта в Санкт-Петербурге применяются акустические экраны и шумозащитное остекление, устанавливаемые при строительстве и реконструкции транспортных магистралей.

4 Результаты мониторинга шума в Республике Узбекистан

В 2025 году депутаты Законодательной палаты Олий Мажлиса приняли законопроект, ужесточающий защиту населения от шумового загрязнения, и направили его на рассмотрение в Сенат. Ключевые инициативы документа включают:

- расширение «часов тишины»: в будни – с 23:00 до 07:00 (вместо действующего периода до 06:00), в выходные и праздники – с 22:00 до 09:00;
- ограничение шумных работ: проведение строительных и ремонтных работ в многоквартирных домах разрешено только в рабочие дни с 09:00 до 18:00;
- ужесточение ответственности: вводится судебный порядок взыскания ущерба от шума, причем компенсация не освобождает от обязанности устранить его источник. Также предусмотрена приостановка деятельности систематических нарушителей;
- социальные гарантии: работникам, занятым в условиях повышенного шума, устанавливается повышенная заработная плата [12].

В Республике Узбекистан практика создания шумовых карт была реализована в городе Ташкенте. Карта была разработана путём нанесения на географическую основу данных инструментальных измерений уровней шума. Постоянного мониторинга шума не ведется. Самаркандский государственный университет имени Шарофа Рашидова совместно с БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова осуществляет мониторинг и акустическое картирование исторического центра Самарканда. Данный проект методологически соответствует концепции планируемого в Узбекистане «Единого геоинформационного портала вредных шумов и неприятных запахов» [13]-[14].

В целях проведения мониторинга в первую очередь были проведены измерения уровней шума вблизи наиболее напряженных автотранспортных магистралей. Измерения шума проводились на трассах с различной интенсивностью движения и плотностью транспортного потока в соответствии с межгосударственным стандартом ГОСТ 23337-2014. Время проведения измерений выбиралось как в дневное, так и в вечернее время в периоды максимальной интенсивности шума. Измерения проводились в рабочие дни (с понедельника по пятницу) в три пиковых периода: утром (08:00-10:00), днём (12:00-14:00) и вечером (17:00-19:00). Контролировались эквивалентные и максимальные уровни звука, дБА. Точки проведения измерений представлены на рисунке 6.

Результаты измерений [15] показали, что:

- эквивалентные уровни звука автотранспортного шума варьируются в диапазоне от 49 до 76 дБА;
- максимальные уровни звука составляют от 58 до 83 дБА, при этом превышая эквивалентные уровни звука на величину от 5 до 15 дБА;
- вблизи автомагистралей в 80% случаев наблюдается превышение ПДУ.

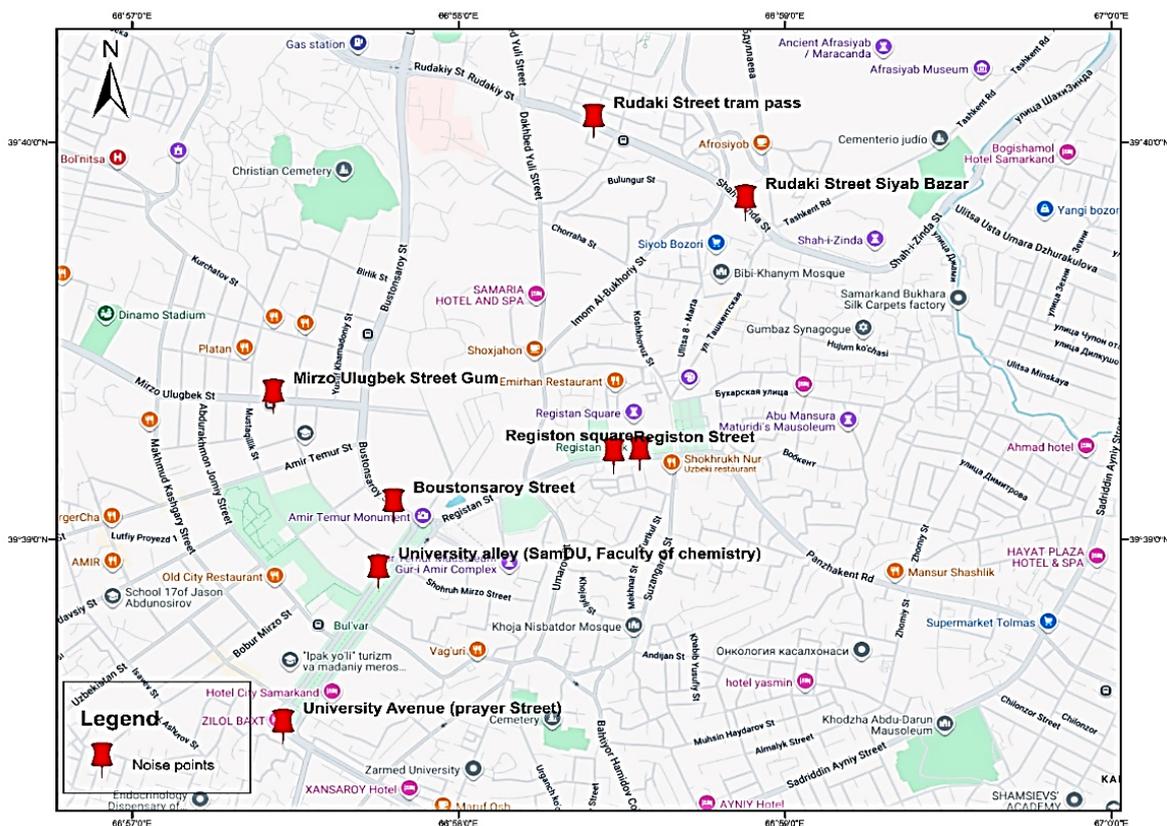


Рисунок 6 – Точки мониторинга шума на территории г. Самарканд

Распределение территорий Самарканда по уровням шума представлено на рисунке 7. Анализ представленных данных показывает, что средние уровни шума на территории г. Самарканд составляют 63 дБА, при этом более половины исследованных территорий попадает в категорию 56-65 дБА.

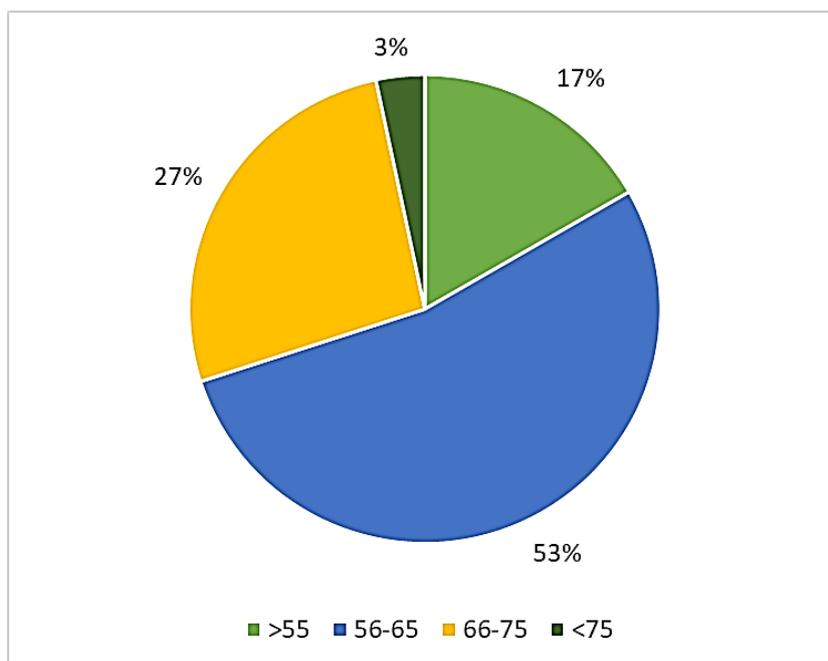


Рисунок 7 – Распределение территорий г. Самарканд по уровням шума

5 Обсуждение: инновационные направления мониторинга шума

Прогрессивный опыт проведения акустического мониторинга внедрен в КНР: мониторинг шума в окружающей среде производится четыре раза в год при помощи ручных и автоматизированных методов контроля. Текущий мониторинг городской акустической среды включает в себя мониторинг акустической среды функциональных зон, региональный мониторинг акустической среды и мониторинг шума дорожного движения. В стране насчитывается 21 706 точек мониторинга акустической среды, а в общей сложности 76 273 точек. В 2021 году в городах страны действовал 3521 пункт мониторинга акустической среды функциональных зон, 51 046 региональных пунктов мониторинга акустической среды и 5046 пунктов мониторинга акустической среды дорожного движения, а также более 62 000 пунктов автоматического контроля строительного шума и около 700 пунктов автоматического мониторинга промышленного шума. Все пункты мониторинга передают данные замеров в Министерство экологии и окружающей среды в режиме реального времени [16].

По результатам мониторинга все города разделяются на 5 классов по уровню акустического комфорта, внедряются мероприятия по переводу городов из 5 наихудшего класса (>74 дБА) в 1 (≤ 68 дБА) [2], [16].

Основные направления снижения шума в Китае включают: ужесточение законодательного регулирования и повышение штрафов за повышенные уровни шума, содействие научным исследованиям и промышленному развитию в области шума, усиление контроля за шумовым загрязнением за счет расширения сети мониторинга и внедрения шумозащитных мероприятий, на которые направлено более 1,5 млрд юаней [16].

В России существуют отдельные негосударственные инициативы, направленные на развитие акустического мониторинга. В целях акустического мониторинга в России по инициативе отдельных ВУЗов и компаний строятся карты шума для таких городов как Тольятти, Самара [17], Волгоградская область, Нижний Новгород [18], Воронеж [19]. Карты шума разрабатываются по результатам измерений и расчетов и позволяют определить проблемные зоны, разработав для них шумозащитные мероприятия. Компания «Роквул» создала карту, на которой жители могут отметить свой адрес и пожаловаться на шум с тем, чтобы получить рекомендации специалистов по его устранению [20].

Так, студенты Российского университета транспорта (МИИТ) разработали алгоритм анализа шумового загрязнения территории, который интерпретирует данные датчиков и строит интерактивную карту распределения звука в определенном районе. Искусственный интеллект оценивает, как звуковые волны распространяются в условиях городской застройки и различных рельефов. Он также способен классифицировать шумы по 16 категориям и выявить вклады основных источников шума. Большая точность оценки обеспечивается за счет приложения, которое позволит жителям самостоятельно загружать данные замеров, а также получать данные с помощью камер с возможностью измерения шума. Интерактивная карта позволяет значительно упростить анализ данных при помощи набора инструментов, таких как отображение слоев с разными источниками шума, отслеживание изменения в различных временных срезах, что позволяет оценить динамику изменения звуковой ситуации [21].

Ученые Горно-Алтайского государственного университета разработали новый метод классификации инфразвуковых сигналов, основанный на перестановочной энтропии Шеннона и анализе частотных векторов. Для проверки эффективности метода были использованы два алгоритма машинного обучения: случайный лес и нейронные

сети. Точность классификации пяти типов сигналов нейронной сетью составила 51-58%, что сопоставимо с традиционным частотным анализом на основе преобразования Фурье. Метод случайных лесов показал точность 45% против 51% у частотного метода. Главное преимущество метода заключается в простоте реализации в низкопотребляющих микроконтроллерных системах для поточной обработки сигналов. Метод может быть использован для акустического мониторинга в целях выявления событий в реальном времени, апробации на пунктах регистрации сигналов, создания эффективной системы обработки данных [22].

Согласно данным зарубежных литературных источников [16, 23, 24], новейшие тренды развития систем акустического мониторинга и карт шума, на которые надо ориентироваться в дальнейшей работе, включают:

Интеграция с IoT – создание сетей из дешевых автономных акустических сенсоров, передающих данные в облако;

AI и Deep Learning – использование сверточных нейронных сетей (CNN) и рекуррентных сетей (RNN) для автоматического выделения сложных признаков из звука и более точной классификации, машинное обучение для автоматического распознавания и классификации источников шума на записи (выделение вкладов источников), предиктивная аналитика шумовой обстановки на основе данных о трафике и его изменении во времени;

Edge Computing – обработка данных непосредственно на сенсоре для снижения объема передаваемых данных и скорости реакции;

Цифровые двойники (Digital Twins) – создание виртуальной копии физического актива, которая в реальном времени получает акустические данные для прогнозирования его состояния;

Гражданская наука (Citizen Science) – жители с помощью смартфонов (через специальные приложения, например, «Шумомер») могут участвовать в сборе данных, помогая выявлять локальные проблемы, создание системы оповещений в виде отправки уведомлений (E-mail, SMS, Telegram) при обнаружении аномалий.

Заключение

Проведенное исследование современной практики акустического мониторинга в странах СНГ выявило существенную дифференциацию в подходах к контролю шумового загрязнения. По его результатам можно сделать следующие выводы:

1. Системный характер проблемы – шумовое загрязнение остается одним из наиболее значимых факторов экологического неблагополучия в городской среде стран СНГ, что подтверждается статистикой обращений граждан (до 70-75% всех жалоб на физические факторы);

2. Несовершенство нормативной базы – в большинстве стран СНГ отсутствуют комплексные системы акустического мониторинга, преобладает реактивный подход к контролю (по жалобам), а профилактические мероприятия составляют менее 1% от общего объема природоохранных мер;

3. Региональные особенности:

– Россия обладает развитой нормативной базой, но испытывает дефицит в системном мониторинге;

– Узбекистан демонстрирует прогресс в законодательном регулировании;

– Китай представляет эталонную модель интеграции мониторинга в систему государственного управления;

– технологическое отставание – в странах СНГ ограниченно применяются такие

современные технологии, как IoT и сети автономных датчиков, AI и машинное обучение для классификации шума, цифровые двойники для прогнозирования, системы реального времени.

4. Перспективные направления развития контроля шума:

- создание национальных систем акустического мониторинга по принципу «цифровых двойников»;
- внедрение обязательного инструментального контроля на объектах повышенного риска;
- разработка межгосударственных стандартов и методик мониторинга;
- интеграция с системами градостроительного планирования;
- активное вовлечение населения через механизмы «гражданской науки».

Реализация предложенных мер позволит существенно повысить эффективность контроля шумового загрязнения и создать научно обоснованную базу для управления акустической средой в городских агломерациях стран СНГ.

Список использованных источников

1. О состоянии и об охране окружающей среды Российской Федерации в 2023 году. Проект Государственного доклада. – М.: Минприроды России; ООО «Интеллектуальная аналитика»; ФГБУ «Дирекция НТП»; Фонд экологического мониторинга и международного технологического сотрудничества, 2024. – 707 с.

2. Буторина М.В., Те Цзявей., Элькин Ю.И. Сравнение нормативов и методов снижения шума в Китае и России. *Noise Theory and Practice*. – 2025. - N 1. - С. 53-66.

3. Доклад о состоянии окружающей среды в городе Москве в 2024 году. Департамент природопользования и охраны окружающей среды города Москвы, 2024. – 225 с.

4. Результаты мониторинга уровней шума по данным передвижной экологической лаборатории // Портал открытых данных Правительства Москвы : [Электронный ресурс]. - URL: <https://data.mos.ru/opendata/2449> (дата обращения: 10.10.2025).

5. Тишина под контролем: как будет отслеживаться шум на стройках Москвы : [Электронный ресурс]. - URL: <https://www.kommersant.ru/doc/7852861> (дата обращения: 10.10.2025).

6. Картышев М.О. Эксплуатация системы мониторинга шума стройплощадок с применением критерия шумности и алгоритмов машинного обучения / Доклад на X Всероссийской научно-практической конференции с международным участием «Защита от шума и вибрации», Санкт-Петербург, 1-3 октября 2025 г.

7. И.Л. Марголина, Б.Ю. Петраш, Е.А. Береза. Особенности динамики уровня шума в центре жилого квартала крупного города // Вестник МГПУ. Серия: Естественные науки : [Электронный ресурс]. - URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/osobennosti-dinamiki-urovnya-shuma-v-tsentre-zhilogo-kvartala-krupnogo-goroda> (дата обращения: 10.10.2025).

8. Доклад об экологической ситуации в Санкт-Петербурге в 2022 году/ Под редакцией А.В. Германа, И.А. Серебрицкого – СПб. - 2023. – 226 с.

9. Вопрос-ответ - Управление Федеральной службы по надзору в сфере защиты прав потребителей и благополучия человека по городу Санкт-Петербургу : [Электронный ресурс]. - URL: <https://78.rospotrebnadzor.ru/vopros-otvet/1373/> (дата обращения: 10.10.2025).

10. Госстройнадзор Санкт-Петербурга провел в 2021 году 927 проверок : [Электронный ресурс]. - URL: <https://gsnspb.ru/news/gosstroyнадзор-sankt-peterburga-provel-v-2021-godu-927-proverok/> (дата обращения: 10.10.2025).
11. Butorina, A. Shabarova, D. Kuklin. Noise zoning of the city using noise mapping/ Proceedings of 2020 IEEE Conference of Russian Young Researchers in Electrical and Electronic Engineering (2020 ElConRus), St.Petersburg, Russia, January. - 2020. - P. 1495-1497.
12. В Узбекистане ужесточают меры по защите граждан от шума : [Электронный ресурс]. - URL: <https://kun.uz/ru/news/2025/10/07/v-uzbekistane-ujyestochayut-mery-pozashchite-grajdan-ot-shuma> (дата обращения: 10.10.2025).
13. Ахатов А.Р., Буторина М.В., Тюрина Н.В. Особенности нормирования и контроля шума в Республике Узбекистан / Noise Theory and Practice. - 2024. - N 1. - С. 59-68.
14. Буторина М.В., Кобилов Э.Э. Шумовое загрязнение: нормирование, методы оценки и картирование. В сборнике Международной научно-практической конференции «Экологическая ситуация и проблемы охраны окружающей среды, инновационные решения и перспективы», Самарканд, Узбекистан, июнь, 2025.
15. Ashurmahmatov S.I., Komilova N.K., Qobilov E.E. Environmental assessment of transport noise in the city of Samarkand and its impact on the human body. Central Asian Journal of Medical and Natural Sciences, Volume 5, Issue 4 (October 2024). - Las Palmas de Gran Canaria, Spain, 2024. - pp. 502-508. ISSN: 2660-4159. URL: <https://cajmns.centralasianstudies.org/index.php/CAJMNS>
16. Ежегодный отчет о предотвращении и контроле шумового загрязнения в Китае. Министерство экологии и окружающей среды Китайской Народной Республики, 2022. - 36 с.
17. Васильев А.В. Особенности и результаты мониторинга транспортного шума на примере Самарской области России / А.В. Васильев // Поволжский экологический журнал. - 2021. - N 4. - С. 436-446. - DOI: 10.35885/1684-7318-2021-4-436-446.
18. Интерактивная карта шумового загрязнения городов России : [Электронный ресурс]. - URL: <http://alexwolga.ru/interaktivnye-karty/1-noise-heatmap> (дата обращения: 10.10.2025).
19. Клепиков О. В., Подмаркова А. А., Прожорина Т. И., Суханов П. А. Результаты мониторинговых исследований влияния автотранспортного шума на формирование акустической обстановки в городе Воронеже // МНИЖ : [Электронный ресурс]. - URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/rezultaty-monitoringovyh-issledovaniy-vliyaniya-avtotransportnogo-shuma-na-formirovanie-akusticheskoy-obstanovki-v-gorode-voronezhe> (дата обращения: 10.10.2025).
20. В России создали интерактивную карту шума // Журнал Домклик : [Электронный ресурс]. - URL: https://blog.domclick.ru/novosti/post/v-rossii-sozdali-interaktivnuyu-kartu-shuma?utm_referrer=https%3A%2F%2Fyandex.ru%2F (дата обращения: 10.10.2025).
21. Некрасиво звучит: карта шума с ИИ решит проблему громких вечеринок на Патриарших // Известия : [Электронный ресурс]. - URL: <https://iz.ru/1915029/denis-gritcenko/nekrasivo-zvuchit-karta-shuma-s-ii-reshit-problemu-gromkih-vecherinok-na-patriarshih> (дата обращения: 10.10.2025).
22. Фролов И.И., Кудрявцев Н.Г., Сафонова В.Ю., Кудин Д.В. Использование технологий машинного обучения при решении задачи классификации сигналов мониторинга инфразвукового фона // Научно-технический вестник информационных технологий, механики и оптики : [Электронный ресурс]. - URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/ispolzovanie-tehnologiy-mashinnogo-obucheniya-pri-reshenii-zadachi-klassifikatsii>

signalov-monitoringa-infrazvukovogo-fona (дата обращения: 10.10.2025).

23. Mann S., Singh G. Traffic noise monitoring and modelling — an overview // Environmental Science and Pollution Research. - 2022. - Vol. 29. - P. 55568–55579.

24. Ashurmakhmatov, S.I.U., Kobilov, E.E., Madjidova, T.R., Tuxtayev, M.K., Belyalova, L.E., Sa'dinovna Yarmatova, D., Yessenamanova, M. Comparative analysis of environmental impact of vehicle noise sources in Samarkand and Tashkent. International Journal of Transport Development and Integration. - 2025. - Vol. 9, N. 2. - P. 307-315. <https://doi.org/10.18280/ijtdi.090208>

References

1. On the State and Protection of the Environment of the Russian Federation in 2023. Draft State Report. Moscow: Ministry of Natural Resources and Environment of the Russian Federation; Intellectual Analytics LLC; Scientific and Progress Directorate; Foundation for Environmental Monitoring and International Technological Cooperation, 2024. 707 p.

2. Butorina, M.V., Tie Jiawei, and Elkin, Yu.I. Comparison of Noise Reduction Standards and Methods in China and Russia. Noise Theory and Practice. – 2025. - N 1. - P. 53-66.

3. Report on the State of the Environment in Moscow in 2024. Department of Nature Management and Environmental Protection of the City of Moscow, 2024. 225 p.

4. Results of Noise Level Monitoring Based on Data from a Mobile Environmental Laboratory // Moscow Government Open Data Portal : [Electronic resource]. - URL: <https://data.mos.ru/opendata/2449> (date of reference 10.10.2025).

5. Silence Under Control: How Noise at Moscow Construction Sites Will Be Monitored : [Electronic resource]. - URL: <https://www.kommersant.ru/doc/7852861> (date of reference 10.10.2025).

6. Kartyshev M.O. Operation of a Construction Site Noise Monitoring System Using a Noise Criterion and Machine Learning Algorithms / Presentation at the 10th All-Russian Scientific and Practical Conference with International Participation «Noise and Vibration Protection», St. Petersburg, October 1-3, 2025.

7. Margolina I.L., Petrash B.Yu., Bereza E.A. Noise Level Dynamics in the Center of a Residential Quarter of a Large City // Bulletin of Moscow State Pedagogical Univ. Series: Natural Sciences : [Electronic resource]. - URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/osobennosti-dinamiki-urovnya-shuma-v-tsentre-zhilogo-kvartala-krupnogo-goroda> (date of reference 10.10.2025).

8. Report on the environmental situation in St. Petersburg in 2022 / Edited by A.V. German, I.A. Serebriy - SPb. - 2023. - 226 p.

9. Question and Answer - Office of the Federal Service for Surveillance on Consumer Rights Protection and Human Wellbeing in St. Petersburg : [Electronic resource]. - URL: <https://78.rospotrebnadzor.ru/vopros-otvet/1373/> (date of reference 10.10.2025).

10. The St. Petersburg State Construction Supervision Authority conducted 927 inspections in 2021 : [Electronic resource]. - URL: <https://gsnspb.ru/news/gosstroy nadzor-sankt-peterburga-provel-v-2021-godu-927-proverok/> (date of reference 10.10.2025).

11. Butorina, A. Shabarova, D. Kuklin. Noise zoning of the city using noise mapping/ Proceedings of 2020 IEEE Conference of Russian Young Researchers in Electrical and Electronic Engineering (2020 ElConRus), St. Petersburg, Russia, January. - 2020. - P. 1495-1497.

12. Uzbekistan is tightening measures to protect citizens from noise : [Electronic resource]. - URL: <https://kun.uz/ru/news/2025/10/07/v-uzbekistane-ujyestochayut-mery-pozashchite-grajdan-ot-shuma> (date of reference 10.10.2025).

13. Akhatov A.R., Butorina M.V., Tyurina N.V. Features of noise regulation and control in the Republic of Uzbekistan / Noise Theory and Practice. - 2024. - N 1. - P. 59-68.

14. Butorina M.V., Kobilov E.E. Noise pollution: regulation, assessment methods, and mapping. In the Proceedings of the International Scientific and Practical Conference «Ecological Situation and Environmental Protection Problems, Innovative Solutions and Prospects», Samarkand, Uzbekistan, June 2025.

15. Ashurmahmatov S.I., Komilova N.K., Qobilov E.E. Environmental assessment of transport noise in the city of Samarkand and its impact on the human body. Central Asian Journal of Medical and Natural Sciences, Volume 5, Issue 4 (October 2024). - Las Palmas de Gran Canaria, Spain, 2024. - pp. 502-508. ISSN: 2660-4159. URL: <https://cajmns.centralasianstudies.org/index.php/CAJMNS>

16. Annual Report on Noise Pollution Prevention and Control in China. Ministry of Ecology and Environment of the People's Republic of China, 2022. - 36 p.

17. Vasiliev A.V. Features and Results of Transport Noise Monitoring: The Case of the Samara Region of Russia / A.V. Vasiliev // Volga Region Environmental Journal. - 2021. - N 4. - P. 436-446. - DOI: 10.35885/1684-7318-2021-4-436-446.

18. Interactive map of noise pollution in Russian cities : [Electronic resource]. - URL: <http://alexwolga.ru/interaktivnye-karty/1-noise-heatmap> (date of reference 10.10.2025).

19. Klepikov O. V., Podmarkova A. A., Prozhorina T. I., Sukhanov P. A. Results of monitoring studies of the influence of road traffic noise on the formation of the acoustic situation in the city of Voronezh // MNIZH : [Electronic resource]. - URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/rezultaty-monitoringovyh-issledovaniy-vliyaniya-avtotransportnogo-shuma-na-formirovanie-akusticheskoy-obstanovki-v-gorode-voronezhe> (date of reference 10.10.2025).

20. An interactive noise map has been created in Russia // Domclick Magazine : [Electronic resource]. - URL: https://blog.domclick.ru/novosti/post/v-rossii-sozdali-interaktivnuyu-kartu-shuma?utm_referrer=https%3A%2F%2Fyandex.ru%2F (date of reference 10.10.2025).

21. It sounds ugly: an AI-powered noise map will solve the problem of loud parties on Patriarch's Ponds // Izvestia : [Electronic resource]. - URL: <https://iz.ru/1915029/denis-gritcenko/nekрасivo-zvuchit-karta-shuma-s-ii-reshit-problemu-gromkih-vecherinok-na-patriarshih> (date of reference 10.10.2025).

22. Frolov Ivan Nikolaevich, Kudryavtsev Nikolay Georgievich, Safonova Varvara Yuryevna, Kudin Dmitry Vladimirovich Use of machine learning technologies in solving the problem of classifying infrasound background monitoring signals // Scientific and Technical Bulletin of Information Technologies, Mechanics and Optics : [Electronic resource]. - URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/ispolzovanie-tehnologiy-mashinnogo-obucheniya-pri-reshenii-zadachi-klassifikatsii-signalov-monitoringa-infrazvukovogo-fona> (date of reference 10.10.2025).

23. Mann S., Singh G. Traffic noise monitoring and modelling — an overview // Environmental Science and Pollution Research. - 2022. - Vol. 29. - P. 55568–55579.

24. Ashurmakhmatov, S.I.U., Kobilov, E.E., Madjidova, T.R., Tuxtayev, M.K., Belyalova, L.E., Sa'dinovna Yarmatova, D., Yessenamanova, M. Comparative analysis of environmental impact of vehicle noise sources in Samarkand and Tashkent. International Journal of Transport Development and Integration. - 2025. - Vol. 9, N. 2. - P. 307-315. <https://doi.org/10.18280/ijtdi.090208>

УДК: 534.2
OECD: 1.03

Волновые процессы в однородных слоистых средах при акустическом профилировании донного грунта

Вагин А.В.^{1*}, Воротынцева А.С.²

¹Ассистент кафедры ЭУТ, ²Аспирант кафедры ЭУТ, ассистент кафедры физики,
^{1,2}Санкт-Петербургский государственный электротехнический университет «ЛЭТИ»,
г. Санкт-Петербург, РФ

Аннотация

В работе исследуются особенности распространения акустических волн в системе «вода-донный грунт», причем грунт представляет собой однородную слоистую среду «ил-скальное основание». Для данной модели рассмотрены волновые процессы при переходе акустической волны из водной среды в грунтовый слой, определены коэффициенты отражения, прохождения и трансформации при распространении акустической волны на границе «вода-грунт» при нормальном и наклонном зондировании. Рассмотрены волновые процессы в слоистой среде «ил-скальное основание» на основе задачи распространения волны типа Лява. Получено дисперсионное уравнение, по решению которого построены графические зависимости скорости волны Лява от частоты (диапазон частот – рабочие частоты акустического профилографа донного грунта) для различных толщин первого грунтового слоя. Показано, что скорость распространения волны с увеличением частоты убывает, также на характер частотной зависимости оказывает влияние параметр толщины грунтового слоя: с увеличением толщины скорость волны убывает быстрее.

Ключевые слова: волна Лява, дисперсионное уравнение, слоистая среда, однородные граничные условия, акустическое профилирование донного грунта, волновые процессы

Wave Processes in Homogeneous Layered Media during Acoustic Bottom Soil Profiling

Vagin A.V.^{1*}, Vorotyntseva A.S.²

¹Assistant of the Department of Electroacoustics and Ultrasonic Engineering,
²Assistant of the Department of Physics, postgraduate student of the Department of
Electroacoustics and Ultrasonic Engineering,
^{1,2}St. Petersburg Electrotechnical University ETU 'LETI', St. Petersburg, Russia

Abstract

This work investigates the features of acoustic wave propagation in the 'water-bottom soil' system, and the soil is a homogeneous layered 'silt- bedrock' medium. For this model, wave processes during the transition of an acoustic wave from an aqueous medium to a soil layer are considered, and the coefficients of reflection, transmission, and transformation during the propagation of an acoustic wave at the water-soil boundary under normal and inclined sounding are determined. Wave processes in a layered 'silt- bedrock' medium are considered based on the problem of wave propagation of the Love type. A dispersion equation is obtained, by solving which graphical dependences of the Love wave velocity on frequency are constructed (frequency range – operating

*E-mail: av.vagin@bk.ru (Вагин А.В.)

frequencies of the bottom profiling device) for various thicknesses of the first soil layer. It is shown that the wave propagation velocity decreases with increasing frequency, and the nature of the frequency dependence is also influenced by the parameter of the thickness of the soil layer: with increasing thickness, the wave velocity decreases faster.

Keywords: Love wave, dispersion equation, layered medium, homogeneous boundary conditions, acoustic bottom soil profiling, wave processes

Введение

В последние десятилетия проблема изучения структуры дна Мирового океана представляет актуальную задачу и предписывает существенный интерес для различного рода исследований фундаментального и прикладного характера. Исследование структуры океанического и морского дна вносит значительный вклад в понимание геологического строения донных пород, проливая свет на историю формирования морей и процессы, определяющие структуру пород морского дна [1].

В современной геофизике ключевым инструментом для подобных изысканий являются гидроакустические средства, обеспечивающие высокоэффективное неконтактное изучение донных осадочных толщ [2]. Современные гидроакустические методики позволяют осуществлять стратиграфическое расчленение донных грунтов с их последующей типизацией. В основе этих методов лежит феномен акустической неоднородности осадочных пород, которая обуславливает частичное отражение звуковой энергии на границах раздела слоёв и рефракцию акустических лучей при прохождении через различные геологические структуры. Аппаратный комплекс, функционирующий на данном принципе, идентифицируется как акустический профилограф донного грунта [3]. Анализ волновых процессов при распространении акустического сигнала позволяет определить характеристики осадочных пород донного грунта, которые служат классификационными признаками при отнесении определенного грунта к тому или иному типу. При этом предполагается, что осадочные породы представляют собой систему однородных слоистых сред с плоскопараллельным положением границ между слоями на пути распространения отраженных волн.

Акустическое профилирование донного грунта основано на анализе сложных физических механизмов, формирующих вторичное акустическое поле, переизлучаемое донной поверхностью. Дно океана представляет собой границу раздела двух сред с резко различными акустическими свойствами - водной толщи и подстилающих геологических пород. При взаимодействии падающего акустического луча с этой границей происходит многокомпонентное преобразование энергии: одна ее часть поглощается, другая - рассеивается, а третья - отражается обратно в водную среду.

Количественное моделирование этих процессов сопряжено со значительными трудностями. Ключевым осложняющим фактором является сильное влияние микро- и макрорельефа дна на характер переизлучения звука. Рельеф дна океана, отличающийся чрезвычайным разнообразием (включая подводные горы, хребты, равнины и котловины), изучен лишь фрагментарно, что не позволяет создать универсальную модель. Кроме того, как отмечалось, проникшая в донные осадки часть звуковой энергии подвергается дальнейшему преобразованию: она рассеивается на объемных неоднородностях грунта и отражается от внутренних стратиграфических границ, разделяющих слои осадков с разными физическими параметрами. Следует отметить, что информация о количественных характеристиках внутренней структуры дна (таких как литология, пористость и плотность слоев) является еще менее доступной, чем данные о рельефе.

Эта неопределенность вносит основную неоднозначность в попытки точного описания акустических явлений на границе «вода – донный грунт» [4–6]. Общие сведения о геоморфологии дна, его структуре, распределении основных зон и типах донных отложений детально представлены в научной литературе [7–9].

Таким образом, целью работы является исследование особенностей распространения акустических волн в системе слоистых сред «вода-донный грунт». Поставлены задачи исследовать волновые процессы при распространении волн от источника излучения (антенны) в водной среде, распространение волн на границе «вода-грунт», а также особенности распространения акустических волн непосредственно в грунте, представляющем собой систему из двух слоев «ил-скальное основание». По аналогии с работой [10], волновые процессы в грунте целесообразно рассматривать как распространение волны типа Лява.

1 Описание распространения волн при акустическом профилировании донного грунта

Рассмотрим задачу акустического профилирования донного грунта. При этом имеет место распространение акустической волны в жидкой среде (вода) и переход ее в твердую слоистую среду (грунт). При этом важно уделить внимание волновым процессам, происходящим на границах раздела двух сред, т.е. в первом случае волновые процессы на границе раздела «вода-грунт» и во втором случае, при дальнейшем распространении волны в грунте волновые процессы на границе раздела двух твердых сред донного грунта «ил-скальное основание».

Рассмотрим падение акустической волны из воды в грунт (рисунок 1).

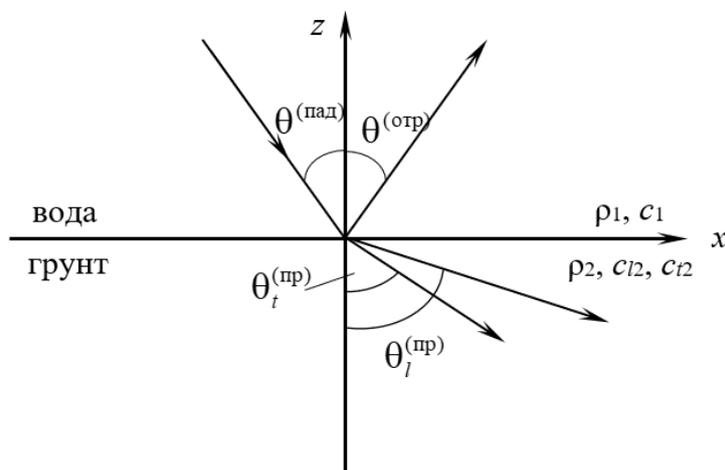


Рисунок 1 – Падение акустической волны из воды в грунт

На рисунке 1: ρ_1, c_1 – параметры водной среды (плотность и скорость звука (продольной волны) соответственно), ρ_2, c_{12}, c_{t2} – параметры грунта (плотность, скорость продольной и поперечной волны соответственно).

Таким образом, рассматривается задача отражения и преломления плоской волны, падающей из жидкости на границу раздела «жидкость-твердая среда». При этом важно учитывать, что водная среда считается лишенной вязкости, поэтому в толще воды рассматривается распространение только продольной волны. В твердой среде, принимаемой однородной и изотропной, в общем случае возникает две волны – продольная и поперечная. Из [11] известно, что при рассмотрении задачи такого типа

удобно воспользоваться такими вспомогательными параметрами как скалярный Φ и векторный Ψ потенциал смещений. Вектор смещения ξ определяется как:

$$\xi = grad\Phi + rot\Psi = \xi_l + \xi_t,$$

где параметры ξ_l и Φ описывают поле продольной волны, а ξ_t и Ψ – поле поперечной волны.

Как было сказано выше, в жидкой среде распространяется только продольная волна, поэтому поля падающей и отраженной волны описываются только параметром скалярного потенциала Φ (обозначения в соответствии с рисунком 1):

$$\left. \begin{aligned} \Phi^{(пад)} &= A^{(пад)} e^{i(\omega t - k_x^{(пад)} x + k_z^{(пад)} z)} \text{ при } z \geq 0, \\ \Phi^{(отр)} &= A^{(отр)} e^{i(\omega t - k_x^{(отр)} x - k_z^{(отр)} z)} \text{ при } z \geq 0. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где ω – круговая частота волны, t – время, k – волновое число, x, z – координаты распространения в прямоугольной системе координат.

Поле продольной волны в донном грунте можно представить в виде:

$$\Phi^{(пр)} = A_l^{(пр)} e^{i(\omega t - k_{lx}^{(пр)} x + k_{lz}^{(пр)} z)} \quad z \leq 0, \quad (2)$$

а поперечная волна, в свою очередь, описывается при помощи векторного потенциала $\Psi^{(пр)}$, причем, как показано в [11], единственной ненулевой его проекцией является у-компонента $\Psi_y^{(пр)}$. В соответствии с этим поле преломленной поперечной волны описывается выражением:

$$\Psi_y^{(пр)} = A_t^{(пр)} e^{i(\omega t - k_{tx}^{(пр)} x + k_{tz}^{(пр)} z)} \quad z \leq 0. \quad (3)$$

Используя выражения (1)-(3) можно записать коэффициенты отражения, прохождения и трансформации в следующем виде:

$$R_{ll}^\Phi = \frac{A^{(отр)}}{A^{(пад)}}, T_{ll}^\Phi = \frac{A_l^{(пр)}}{A^{(пад)}}, T_{lt}^\Phi = \frac{A_t^{(пр)}}{A^{(пад)}},$$

где R_{ll}^Φ – коэффициент отражения продольной волны по потенциалу смещения, T_{ll}^Φ – коэффициент прохождения продольной волны по потенциалу смещения, T_{lt}^Φ – коэффициент трансформации по потенциалу смещения продольной волны в преломленную поперечную волну.

Представляя проекции волновых векторов через углы падения $\theta^{(пад)}$, отражения $\theta^{(отр)}$ и преломления $\theta_l^{(пр)}, \theta_t^{(пр)}$, запишем выражения (1)-(3) в следующую систему:

$$\left. \begin{aligned} \Phi^{(пад)} &= A^{(пад)} e^{i(\omega t - k_1 \sin \theta^{(пад)} x + k_1 \cos \theta^{(пад)} z)} \text{ при } z \geq 0, \\ \Phi^{(отр)} &= A^{(пад)} R_{ll}^\Phi e^{i(\omega t - k_1 \sin \theta^{(отр)} x + k_1 \cos \theta^{(отр)} z)} \text{ при } z \geq 0, \\ \Phi^{(пр)} &= A^{(пад)} T_{ll}^\Phi e^{i(\omega t - k_{l2} \sin \theta_l^{(пр)} x + k_{l2} \cos \theta_l^{(пр)} z)} \text{ при } z \leq 0, \\ \Psi_y^{(пр)} &= A^{(пад)} T_{lt}^\Phi e^{i(\omega t - k_{t2} \sin \theta_t^{(пр)} x + k_{t2} \cos \theta_t^{(пр)} z)} \text{ при } z \leq 0. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

где приняты следующие обозначения: $k_1 = \frac{\omega}{c_1} = \frac{\omega}{c^{(пад)}} = \frac{\omega}{c^{(отр)}}$, $k_{t2} = \frac{\omega}{c_{t2}} = \frac{\omega}{c_t^{(пр)}}$.

Данную систему следует дополнить законом Снеллиуса:

$$\frac{\sin \theta^{(\text{пад})}}{c_1} = \frac{\sin \theta^{(\text{отр})}}{c_1} = \frac{\sin \theta_t^{(\text{нр})}}{c_{t2}} = \frac{\sin \theta_t^{(\text{нр})}}{c_{t2}}. \quad (5)$$

Выполняя некоторые математические преобразования, подробно описанные в [11], получим окончательные выражения для коэффициентов отражения, прохождения и трансформации:

$$R_{ll}^{\Phi} = \frac{Z_l \cos^2 2\theta_t^{(\text{нр})} + Z_t \sin^2 2\theta_t^{(\text{нр})} - Z}{Z_l \cos^2 2\theta_t^{(\text{нр})} + Z_t \sin^2 2\theta_t^{(\text{нр})} + Z}, \quad (6)$$

$$T_{ll}^{\Phi} = \frac{2Z_l \cos^2 2\theta_t^{(\text{нр})}}{Z_l \cos^2 2\theta_t^{(\text{нр})} + Z_t \sin^2 2\theta_t^{(\text{нр})} + Z} \frac{\rho_1}{\rho_2}, \quad (7)$$

$$T_{lt}^{\Phi} = \frac{-2Z_t \sin^2 2\theta_t^{(\text{нр})}}{Z_l \cos^2 2\theta_t^{(\text{нр})} + Z_t \sin^2 2\theta_t^{(\text{нр})} + Z} \frac{\rho_1}{\rho_2}, \quad (8)$$

где введены следующие обозначения: $Z = \frac{\rho_1 c_1}{\cos \theta^{(\text{пад})}}$, $Z_l = \frac{\rho_2 c_{l2}}{\cos \theta_t^{(\text{нр})}}$, $Z_t = \frac{\rho_2 c_{t2}}{\cos \theta_t^{(\text{нр})}}$.

На практике для анализа волновых процессов чаще используются коэффициенты отражения, прохождения и трансформации по смещению, которые связаны с вышеопределенными коэффициентами по потенциалу следующим образом [11]:

$$R_{ll}^{\xi} = R_{ll}^{\Phi}, \quad T_{ll}^{\xi} = \frac{c_1}{c_{l2}} T_{ll}^{\Phi}, \quad T_{lt}^{\xi} = -\frac{c_1}{c_{t2}} T_{lt}^{\Phi}. \quad (9)$$

При акустическом профилировании донного грунта возможно два случая излучения волны антенной: зондирование по нормали – при этом угол падающей волны $\theta^{(\text{пад})} = 0$, а также зондирование под углом $\theta^{(\text{пад})} \neq 0$ (наклонное зондирование). Рассмотрим эти два случая.

При нормальном зондировании имеем в соответствии с (5)-(8): $\theta^{(\text{пад})} = \theta^{(\text{отр})} = \theta_t^{(\text{нр})} = \theta_t^{(\text{нр})} = 0$, и тогда:

$$R_{ll}^{\xi} = \frac{\rho_2 c_{l2} - \rho_1 c_1}{\rho_2 c_{l2} + \rho_1 c_1}, \quad T_{ll}^{\xi} = \frac{2\rho_1 c_1}{\rho_2 c_{l2} + \rho_1 c_1}, \quad T_{lt}^{\xi} = 0. \quad (10)$$

Из (10) следует, что при нормальном зондировании в грунте не возникает поперечная волна, и грунт (по определению – твердая среда) в данном случае ведет себя как жидкость с плотностью ρ_2 и скоростью звука c_{l2} .

Легко видеть, что при наклонном зондировании в грунте будет возникать как продольная, так и поперечная волны, за исключением случая, когда угол преломления поперечной волны в грунте составляет $\theta_t^{(\text{нр})} = 45^\circ$. Согласно (5), этот случай соответствует углу падения волны:

$$\theta^{(\text{пад})} = \arcsin \left[\frac{c_1}{c_{t2}} \sin \theta_t^{(\text{нр})} \right] \Big|_{\theta_t^{(\text{нр})}=45^\circ} = \arcsin \left[\frac{c_1}{c_{t2} \sqrt{2}} \right]. \quad (11)$$

Откуда имеем:

$$R_{ll}^{\xi} = \frac{Z_t - Z}{Z_t + Z}, \quad T_{ll}^{\xi} = 0, \quad T_{lt}^{\xi} = \frac{2Z_t}{Z_t + Z} \frac{\rho_1 c_1}{\rho_2 c_{l2}}. \quad (12)$$

Таким образом, в данном случае продольная волна в грунте не возникает.

На основании (10)-(12) вычислим коэффициенты отражения, прохождения и трансформации по смещению для модели «вода-грунт», где в качестве грунта рассмотрим ил с параметрами [6]: $\rho_2 = 1480 \text{ кг/м}^3$, $c_{l2} = 1700 \text{ м/с}$, $c_{t2} = 320 \text{ м/с}$; параметры водной среды принимаются равными: $\rho_1 = 1000 \text{ кг/м}^3$, $c_1 = 1500 \text{ м/с}$.

При нормальном зондировании по (10): $R_{ll}^\xi \approx 0,253$, $T_{ll}^\xi \approx 0,747$, $T_{lt}^\xi = 0$.

При наклонном зондировании (рассмотрим случай, когда акустическая волна излучается антенной под углом $\theta^{(\text{пад})} = 30^\circ$), на основании формулы (11), получим, что угол преломления поперечной волны будет составлять $\theta_t^{(\text{пр})} \approx 6,085^\circ$. И тогда, применяя (5)-(9) и проводя элементарные вычисления, получим: $R_{ll}^\xi \approx 0,257$, $T_{ll}^\xi \approx 0,744$, $T_{lt}^\xi = 0,029$.

Из расчетов видно, что коэффициент отражения при зондировании под наклоном 30° относительно нормального зондирования увеличился на тысячные доли, коэффициент прохождения, наоборот, уменьшился, а коэффициент трансформации повысился на несколько сотых долей.

2 Распространение волн Лява вдоль поверхности донного грунта при условии жесткого контакта

Для поставленной задачи исследования будем рассматривать распространение упругих волн с учетом ограничений в слоистой однородной среде в виде структуры «твердый слой-упругое полупространство». Материалом твердой среды примем ил, материалом упругого полупространства выступает – скальное основание, то есть каменная порода (рисунок 2). Для данных сред известны плотности и параметры Лямэ: ρ_1, λ_1, μ_1 – для слоя ила, ρ_2, λ_2, μ_2 – для скального полупространства. Для определенности, требующейся при дальнейших расчетах, установим, что слой ила может иметь толщину, которую в дальнейшем будем обозначать h , колеблющуюся в пределах от нескольких сантиметров до нескольких сотен метров, скальное основание может достигать в глубину нескольких километров и даже десятков километров – в модели структуры представляет собой упругое полупространство.

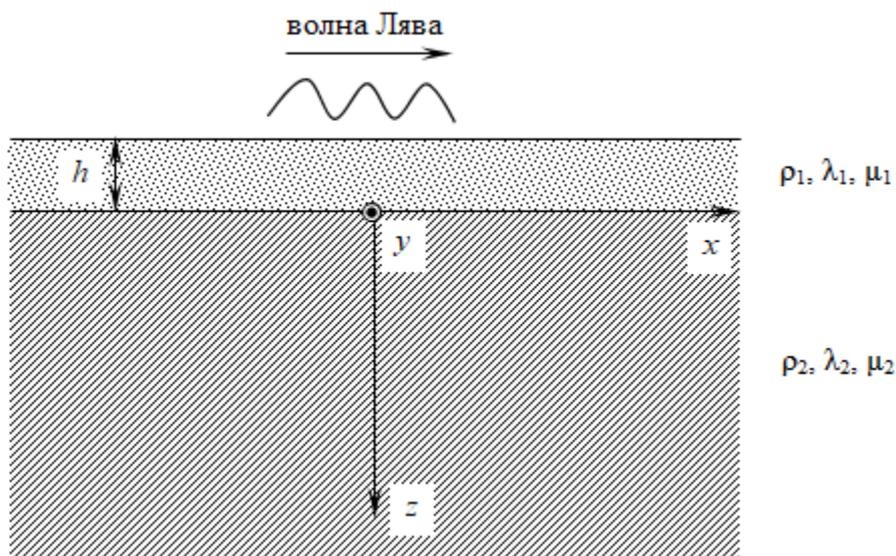


Рисунок 2 – Геометрические соотношения задачи

В общем случае уравнение движения изотропной однородной идеально упругой среды записывается следующим образом [12, 13]:

$$\rho \frac{\partial^2 \boldsymbol{\xi}}{\partial t^2} = \mu \Delta \boldsymbol{\xi} + (\lambda + \mu) \text{grad}(\text{div} \boldsymbol{\xi}), \quad (13)$$

где ρ – плотность среды, в которой происходит распространение упругой волны, $\boldsymbol{\xi}$ – вектор упругого смещения, λ и μ – первый и второй параметры Лямэ соответственно, также второй параметр Лямэ μ называется модулем сдвига [14]. Данные параметры относятся к константам, характеризующим свойство упругих деформаций изотропных твердых материалов.

Из [12, 15], а также ряда экспериментальных данных известно, что волна Лява чисто поперечная волна с горизонтальной поляризацией. В этой связи, для волны Лява уравнение движения изотропной однородной идеально упругой среды преобразуется к следующему виду:

$$\rho \frac{\partial^2 \xi_t}{\partial t^2} - \mu \Delta \xi_t = 0, \quad (14)$$

где ξ_t – компонента вектора механического смещения по для поперечной волны, $\Delta \xi_t = \text{grad}(\text{div} \xi_t)$.

Для рассматриваемого случая (рисунок 2) распространения волны Лява происходит параллельно слоям, т.е. в направлении координаты x . При данной постановке задачи упругие смещения имеют лишь одну компоненту, отличную от нуля – компоненту смещения, направленную по оси y , которую будем обозначать ξ_y . Остальные компоненты смещения равны между собой и имеют нулевое значение:

$$\xi_y \neq 0, \quad \xi_x = \xi_z = 0. \quad (15)$$

С учетом (15), уравнение движения (14) перепишем в следующем виде:

$$\rho \frac{\partial^2 \xi_y}{\partial t^2} = \mu \Delta \xi_y. \quad (16)$$

При распространении плоской гармонической поверхностной волны вдоль границы системы «твердый слой-упругое полупространство» компоненты смещения как в слое $\xi_y^{(1)}$, так и в полупространстве $\xi_y^{(2)}$ должны удовлетворять уравнению движения (16).

В [13], показано, что решения для $\xi_y^{(1,2)}$ находятся в виде уравнения гармонической волны, распространяющейся вдоль границы:

$$\xi_y^{(1)} = [A \sin(s_1 z) + B \cos(s_1 z)] e^{i(kx - \omega t)} \quad -h \leq z \leq 0, \quad (17)$$

$$\xi_y^{(2)} = C e^{-s_2 z} e^{i(kx - \omega t)} \quad z \geq 0, \quad (18)$$

где A, B, C – неизвестные постоянные, $s_1 = \sqrt{k_{1t}^2 - k^2}$, $s_2 = \sqrt{k^2 - k_{2t}^2}$, (под s подразумевается ветвь этой функции, удовлетворяющая условию излучения), $k = \frac{\omega}{c}$ – волновое число, $k_t = \frac{\omega}{c_t}$ – волновое число поперечной волны, ω – круговая частота, c – фазовая скорость волны Лява, x, z – параметры системы координат, t – время.

Компоненты механических напряжений выражаются согласно обобщенному закону Гука как линейная зависимость тензора деформаций и тензора напряжений [16]:

$$\sigma_{ik} = C_{iklm} u_{lm},$$

где σ_{ik} – тензор напряжений, C_{iklm} – тензор модулей упругости, u_{lm} – тензор деформаций.

В этой связи, учитывая закон Гука компоненты механических напряжений в первой среде твердого упругого слоя и в полупространстве можно представить в виде [16]:

$$\sigma_{yz}^{(1)} = 2\mu_1 \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \xi_y^{(1)}}{\partial z} + \frac{\partial \xi_z^{(1)}}{\partial y} \right) = \mu_1 \frac{\partial \xi_y^{(1)}}{\partial z}, \quad (19)$$

$$\sigma_{yz}^{(2)} = 2\mu_2 \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \xi_y^{(2)}}{\partial z} + \frac{\partial \xi_z^{(2)}}{\partial y} \right) = \mu_2 \frac{\partial \xi_y^{(2)}}{\partial z}. \quad (20)$$

Для вывода дисперсионного уравнения необходимо подставить соотношения (17)-(20) в граничные условия, соответствующие модели жесткого контакта на межслойной границе. В результате данной процедуры формируется система из четырех уравнений. Решение этой системы относительно волнового числа позволяет определить фазовую скорость распространения волны.

В соответствии с [12] введем систему граничных условий, обеспечивающих непрерывность всех компонент вектора смещения и тензора механических напряжений на поверхностях $z = 0$ и $z = h$, что отвечает полному прохождению волны без отражения. Первое граничное условие (21) определяет равенство компонент механических напряжений при координате $z = 0$ (см. рисунок 2), второе граничное условие (22) предполагает нулевыми компоненты механических напряжений на границе раздела сред при координате $z = h$, где параметр h определяет толщину слоя, и третье граничное условие – уравнение (23) – определяет условие жесткого контакта для компонент упругого смещения в слое и полупространстве.

Таким образом, граничные условия, соответствующие модели жесткого контакта на межслойной границе имеют вид:

$$\sigma_{yz}^{(1)} = \sigma_{yz}^{(2)} \quad z = 0, \quad (21)$$

$$\sigma_{yz}^{(1)} = 0 \quad z = h, \quad (22)$$

$$\xi_z^{(1)} = \xi_z^{(2)} \quad z = 0. \quad (23)$$

Путем подстановки найденных компонент упругих смещений (17)-(20) и механических напряжений в заданные граничные условия (21)-(23) выводится система уравнений (24):

$$\begin{cases} \mu_1 \frac{\partial \xi_y^{(1)}}{\partial z} \Big|_{z=0} = \mu_2 \frac{\partial \xi_y^{(2)}}{\partial z} \Big|_{z=0}, \\ \frac{\partial \xi_y^{(1)}}{\partial z} \Big|_{z=h} = 0, \\ \xi_y^{(1)} \Big|_{z=0} = \xi_y^{(2)} \Big|_{z=0}. \end{cases} \quad (24)$$

Выполним подстановку компонент упругих смещений для слоя и полупространства (17), (18) в систему уравнений (24), и получим следующую систему уравнений:

$$\begin{cases} A\mu_1 s_1 + C\mu_2 s_2 = 0, \\ A \cos(s_1 h) + B \sin(s_1 h) = 0. \end{cases} \quad (25)$$

Из системы уравнений (25) составим определитель и приравняем его к нулю:

$$\begin{vmatrix} \mu_1 s_1 & \mu_2 s_2 \\ \cos(s_1 h) & \sin(s_1 h) \end{vmatrix} = 0.$$

Решая определитель разложением по первой строке, получим дисперсионное уравнение (26):

$$\mu_1 s_1 \operatorname{tg}(s_1 h) = \mu_2 s_2, \quad (26)$$

где введены сокращения $\mu_1 = \rho_1 c_{1t}^2$, $\mu_2 = \rho_2 c_{2t}^2$ – модули сдвига в слое и полупространстве соответственно.

Учитывая $s_1 = \sqrt{k_{1t}^2 - k^2}$, $s_2 = \sqrt{k^2 - k_{2t}^2}$, можно видеть, как соотносятся между собой волновые числа и скорости распространения волн в слое и полупространстве:

$$k_{1t}^2 > k^2 > k_{2t}^2, \quad (27)$$

$$c_2 > c > c_1, \quad (28)$$

Дисперсионное уравнение (26) характеризуется наличием бесчисленного множества решений, каждое из которых описывает волну Лява определенного порядка. С целью выведения соотношения, определяющего основную (фундаментальную) моду, целесообразно исследовать предельные условия ее существования.

Одним из ключевых ограничений для скорости распространения волны Лява является ее положение относительно скоростей поперечных волн в слое и полупространстве. В частности, анализ показывает, что эффективная скорость волны асимптотически приближается к значению скорости поперечной волны в подстилающей среде:

$$c \rightarrow c_{2t}, k \rightarrow k_{2t} \quad s_2 \rightarrow 0. \quad (29)$$

Учитывая ограничение (29), в дисперсионном уравнении (26) можно принять: $\operatorname{tg}(s_1 h) \rightarrow 0$, откуда следует, что $s_1 h \rightarrow n\pi$. И тогда можно записать [12, 16]:

$$s_1 h = h \sqrt{k_{1t}^2 - k^2} = k_{1t} h \sqrt{1 - \frac{k^2}{k_{1t}^2}} = k_{1t} h \sqrt{1 - \left(\frac{c_{1t}}{c}\right)^2} \Big|_{c \rightarrow c_{2t}} = k_{1t} h \sqrt{1 - \left(\frac{c_{1t}}{c_{2t}}\right)^2},$$

что свидетельствует о том, что при $c \rightarrow c_{2t}$ возможно появление новой волны на некоторых предельных частотах, которые определяются следующим образом:

$$k_{1t} h = \frac{n\pi}{1 - \left(\frac{c_{1t}}{c_{2t}}\right)^2}, \quad (30)$$

где $n = 1, 2, 3, \dots$ – номер моды.

Рассмотрим следующий крайний случай: $c \rightarrow c_{1t}$. Получим соотношения (31), аналогично предыдущему случаю (29):

$$c \rightarrow c_{1t}, k \rightarrow k_{1t} \quad s_1 \rightarrow 0. \quad (31)$$

Тогда с учетом (31) дисперсионное уравнение принимает следующий вид:

$$\operatorname{tg}(s_1 h) \rightarrow \infty \Rightarrow s_1 h \rightarrow \frac{\pi(n+1)}{2} \Rightarrow h \rightarrow \infty \Rightarrow k_{1t} \rightarrow \infty, \quad (32)$$

из чего следует, что появление новой волны возможно в области высоких частот.

На основе дисперсионного уравнения (26), проведем построение зависимости скорости от частоты f в диапазоне рабочих частот профилографа донного грунта (1,25 кГц [17]) для различных толщин слоя $h = 10, 25, 50, 100, 150$ м. Полученные зависимости представлены на рисунке 3.

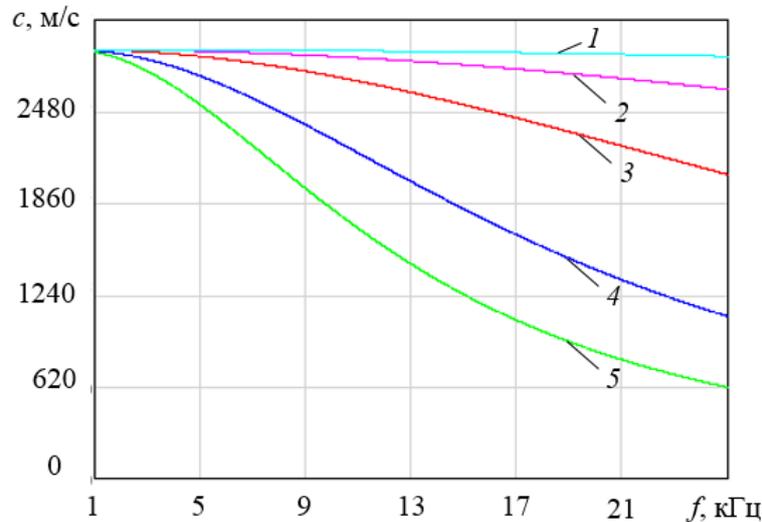


Рисунок 3 – Зависимость скорости распространения волны Лява от частоты

На рисунке 3 кривая 1 соответствует толщине слоя $h = 10$ м, кривая 2 – $h = 25$ м, кривая 3 – $h = 50$ м, кривая 4 – $h = 100$ м, кривая 5 – $h = 150$ м. Результаты анализа свидетельствуют о четкой обратной зависимости между фазовой скоростью волн Лява и частотой. Характер этой зависимости напрямую связан с толщиной слоя – увеличение толщины приводит к более резкому снижению скорости при возрастании частоты. Исключением являются среды с малой толщиной ($h < 25$ м), где скорость демонстрирует слабую дисперсию и сохраняет практически постоянное значение.

Графическая зависимость предельных нижних частот от толщины слоя представлена на рисунке 4.

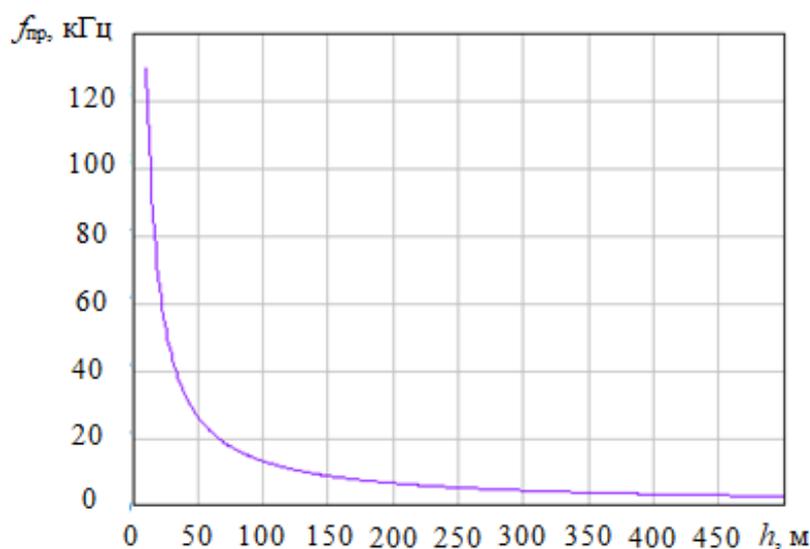


Рисунок 4 – Зависимость предельных нижних частот от толщины слоя

При анализе зависимости, представленной на рисунке 4, отмечается убывающий характер значения предельных частот при увеличении толщины слоя. Применяя

результаты, полученные на рисунке 4 к зависимостям на рисунке 3, получим, что при ограничении зависимостей (рисунок 3) предельными нижними частотами, значения скорости волны Лява будут находиться в асимптотике в диапазоне скоростей поперечных волн в слое ила и скального основания.

Заключение

В работе исследованы волновые процессы при акустическом профилировании донного грунта в однородных слоистых средах.

Рассмотрены волновые процессы при переходе акустической волны из водной среды в донный грунт. Определены коэффициенты отражения, прохождения и трансформации при волновых процессах на границе раздела «вода-грунт». Численно определены коэффициенты по смещению для модели «вода-илистый грунт» при нормальном зондировании и наклонном зондировании (угол падения акустической волны, излучаемой антенной, 30°). При наклонном зондировании коэффициент отражения увеличился на тысячные доли, коэффициент прохождения, наоборот, уменьшился, а коэффициент трансформации повысился на несколько сотых долей.

В рамках исследования изучено распространение волн Лява в модельной слоистой среде «ил – скальное основание». На основе анализа дисперсионного уравнения проведен вычислительный эксперимент, в ходе которого были построены дисперсионные кривые (зависимости фазовой скорости от частоты). Частотный диапазон выбран в соответствии с рабочими характеристиками донного профилографа.

Результаты моделирования демонстрируют, что с ростом частоты наблюдается монотонное уменьшение фазовой скорости волны Лява. Установлено значительное влияние мощности первого слоя (ила) на характер дисперсии: в более толстых слоях скорость волны снижается более резко. В то же время, для малых толщин слоя в исследуемом частотном диапазоне дисперсионные изменения скорости оказываются незначительными.

Полученные в результате исследования данные могут применяться на практике в задачах акустического профилирования донного грунта.

Список использованных источников

1. Вагин А.В., Воротынцева А.С. Определение упругих характеристик слоистых сред для задач акустического профилирования // Изв. СПбГЭТУ «ЛЭТИ». 2025. Т. 18, № 5. С. 5-11.
2. Корякин Ю.А., Смирнов С.А., Яковлев Г.В. Корабельная гидроакустическая техника. Состояние и актуальные проблемы: монография. СПб.: Наука, 2004. 410 с.
3. Вагин А.В., Войтов А.А., Волкова А.А. и др. Информационная гидроакустика: методы информационного обеспечения гидроакустическими средствами / под общ. ред. А.Д. Консона. СПб.: Изд-во СПбГЭТУ «ЛЭТИ», 2023. 368 с.
4. Андреева И. Б. Физические основы распространения звука в океане. Л.: Гидрометеиздат, 1975. 190 с.
5. Воловов В.И. Отражение звука от дна океана. М.: Наука, 1993. – 269 с.
6. Барник В., Вендт Г., Каблов Г. П., Яковлев А. Н. Гидролокационные системы вертикального зондирования дна. Новосибирск: изд. Новосиб. гос. ун-та, 1992. – 217 с.
7. Воловов В.И., Житковский Ю.Ю. Отражение и рассеяние звука дном океана. – В кн.: Акустика океана. М.: Наука, 1974, ч. 6, с. 395-490.

8. Ильин А.В. Основные черты геоморфологии дна Атлантического океана // Океанологические исследования. 1971. Т. 21, С. 107-246.
9. Луньков А.А., Григорьев В.А., Петников В.Г. Акустические характеристики морского дна и их влияние на дальнейшее распространение звука на арктическом шельфе // Успехи физ. наук. 2024. Т. 194, № 2. С. 184–207.
10. Коновалов Р.С. Распространение волны Лява вдоль поверхности пакового льда // Изв. СПбГЭТУ «ЛЭТИ». 2015. № 10. С. 74-77.
11. Егоров Н.Н., Яковлев Л.А. Колебания и волны: учеб. пособие. СПб.: ГЭТУ, 1997. 111 с.
12. Викторов И.А. Звуковые поверхностные волны в твердых телах. М.: Наука, 1981. 287 с.
13. Вагин А.В., Воротынцева А.С. Волновые процессы в средах с цилиндрическими поверхностями при условии жесткого контакта // Изв. вузов. Приборостроение. 2024. Т. 67, № 2. С. 186-194.
14. Рекач В.Г. Руководство к решению задач по теории упругости. изд. стереотип., 2020. 216 с.
15. Вагин А.В., Воротынцева А.С. Волновые процессы в средах с цилиндрическими поверхностями при условии нежесткого контакта // Noise Theory and Practice. 2024. Т. 10, № 3. С. 11-26.
16. Вагин А.В. Распространение волн Лява в плоском слоистом полупространстве при нежестком контакте на границах // Дефектоскопия. 2022. № 11. С. 3-13.
17. Вагин А.В., Воротынцева А.С. Гидроакустическое устройство профилирования донного грунта с синтезированной апертурой // Известия высших учебных заведений России. Радиоэлектроника. 2023. Т. 26, № 1. С. 78-86.

References

1. Vagin A.V., Vorotyntseva A.S. Determination of the elastic characteristics of layered media for problems of acoustic profiling // Izvestiya SPbGETU "LETI". 2025. Vol. 18, N. 5. -P. 5-11.
2. Koryakin Yu.A., Smirnov S.A., Yakovlev G.V. Shipborne Hydroacoustic Equipment: State of the Art and Current Problems: Monograph. St. Petersburg: Nauka, 2004. - 410 p.
3. Vagin A.V., Voitov A.A., Volkova A.A., et al. Information Hydroacoustics: Methods of Information Support by Hydroacoustic Means / ed. by A.D. Konsov. St. Petersburg: Publishing House of SPbGETU "LETI", 2023. - 368 p.
4. Andreeva I.B. Physical Fundamentals of Sound Propagation in the Ocean. Leningrad: Gidrometeoizdat, 1975. - 190 p.
5. Volovov V.I. Sound Reflection from the Ocean Bottom. Moscow: Nauka, 1993. - 269 p.
6. Barnik V., Wendt G., Kablov G.P., Yakovlev A.N. Sonar Systems for Bottom Vertical Sounding. Novosibirsk: Novosibirsk State University Publishing House, 1992. - 217 p.
7. Volovov V.I., Zhitkovskii Yu.Yu. Reflection and scattering of sound by the ocean bottom. In: Ocean Acoustics. Moscow: Nauka, 1974, Part 6. - P. 395-490.
8. Ilyin A.V. Main features of the Atlantic Ocean floor geomorphology // Oceanological Research, 1971. Vol. 21. - P. 107-246.
9. Lunkov A.A., Grigoriev V.A., Petnikov V.G. Acoustic characteristics of the sea bottom and their influence on long-range sound propagation in the Arctic shelf // Physics-Uspekhi. 2024. Vol. 194, N. 2. - P. 184–207.

-
10. Konovalov R.S. Propagation of a Love wave along the pack ice surface // *Izvestiya SPbGETU "LETI"*, 2015. N. 10. - P. 74-77.
 11. Egorov N.N., Yakovlev L.A. *Oscillations and Waves: Textbook*. St. Petersburg: GETU, 1997. - 111 p.
 12. Viktorov I.A. *Sonic Surface Waves in Solids*. Moscow: Nauka, 1981. - 287 p.
 13. Vagin A.V., Vorotyntseva A.S. Wave processes in media with cylindrical surfaces under the condition of rigid contact // *Journal of Instrument Engineering*, 2024. Vol. 67, N. 2. - P. 186-194.
 14. Rekach V.G. *Guide to Solving Problems in the Theory of Elasticity*. Stereotype edition, 2020. - 216 p.
 15. Vagin A.V., Vorotyntseva A.S. Wave processes in media with cylindrical surfaces under the condition of non-rigid contact // *Noise Theory and Practice*, 2024. Vol. 10, N. 3. - P. 11-26.
 16. Vagin A.V. Propagation of Love waves in a plane-layered half-space with non-rigid contact at the boundaries // *Russian Journal of Nondestructive Testing*, 2022. N. 11. - P. 3-13.
 17. Vagin A.V., Vorotyntseva A.S. Hydroacoustic device for bottom sediment profiling with synthetic aperture // *Journal of Russian Universities. Radioelectronics*, 2023. Vol. 26, N. 1. - P. 78-86.

УДК: 534.4
ОЕСД: 1.03

Оптимизация параметров предобработки аудиосигналов для нейросетевой классификации шумов

Майер Д.В.^{1*}, Стаценко Л.Г.²

¹Аспирант, ²Д.ф.-м.н., профессор

^{1,2}Департамента электроники, телекоммуникации и приборостроения, Политехнический институт, Дальневосточный Федеральный университет, г. Владивосток, РФ

Аннотация

В работе представлен анализ влияния параметров предобработки аудиосигналов на эффективность классификации шумов с использованием сверточно-рекуррентной нейронной сети. В качестве исследуемых характеристик рассматривались ширина временного окна и различные виды представления спектрограмм с использованием быстрого преобразования Фурье, а также Мел- и Барк-шкал. На основе созданного датасета, включающего 10 классов городских шумов, проведена серия экспериментов с варьированием ширины временных кадров (0,1–0,3 секунды) и формата спектрального представления. Оценка качества осуществлялась с использованием метрик Accuracy, Precision, Recall и F1-score. Результаты показали, что наилучшие показатели продемонстрировала модель на основе Мел-спектрограмм при ширине временного кадра 0,2 секунды, обеспечившая оптимальный баланс между временной и частотной разрешающей способностью. Сделан вывод о влиянии параметров спектрального анализа на качество работы нейронных сетей.

Ключевые слова: городской шум, спектрограмма, сверточно-рекуррентная нейронная сеть, классификация шумов, предобработка аудиосигналов, машинное обучение

Optimization of audio signal preprocessing parameters for neural network noise classification

Maier D.V.^{1}, Statsenko L.G.²*

¹Asparant, ²Ph.D., Full Professor

^{1,2}Department of Electronics, Telecommunications and Instrumentation, Polytechnic Institute, Far Eastern Federal University, Vladivostok, Russia

Abstract

The paper presents an analysis of the influence of audio signal preprocessing parameters on the effectiveness of noise classification using a convolutional recurrent neural network. The investigated characteristics were the width of the time window and various methods for constructing spectrograms: short-time Fourier transform, Mel and Bark spectrograms. Based on the created dataset, which includes 10 classes of urban noises, a series of experiments were conducted with varying the duration of time frames (0.1–0.3 seconds) and the spectral representation format. The quality assessment was carried out using Accuracy, Precision, Recall and F1-score metrics. The results showed that the best performance was demonstrated by a model based on Mel spectrograms with a frame length of 0.2 seconds, which provided

*E-mail: di.7.3@yandex.ru (Майер Д.В.)

an optimal balance between time and frequency resolution. The conclusion is made about the influence of spectral analysis parameters on the quality of neural networks.

Keywords: *urban noise, spectrogram, convolutional recurrent neural network, noise classification, audio signal preprocessing, machine learning*

Введение

Вопрос влияния шума на человека до сих пор недостаточно изучен, несмотря на явную необходимость контроля за постоянно растущим уровнем акустического загрязнения. Для обеспечения комфортных условий жизни населения и сохранения здоровья окружающей среды становится всё более важной задача не только контроля шума, но и разработки эффективных мер его снижения. Первым и основным шагом борьбы с акустическим загрязнением является детектирование шума, определение его источников и их последующая классификация, поэтому данное исследование нацелено на улучшение методов контроля уровня городских шумов, что в последствие может быть использовано для разработки стратегий и мероприятий для улучшения качества жизни и снижения уровня акустического загрязнения [1-3].

В качестве инструмента анализа шумовой среды предлагается использование методов машинного обучения и искусственного интеллекта. Такие подходы позволяют эффективно обрабатывать большие объёмы данных, строить сложные модели прогнозирования и классификации, а также учитывать широкий спектр факторов, влияющих на восприятие шума человеком. Современные методы обработки аудиосигналов широко используют нейронные сети, эффективность которых во многом зависит от качества предварительной обработки данных. Одной из ключевых задач является выбор оптимального способа представления аудиосигнала в спектральной форме, если обработка информации осуществляется в виде изображения.

Особое значение данная проблема имеет при анализе шумов. Шумовые сигналы отличаются высокой вариативностью, сложностью спектрального состава и отсутствием ярко выраженной структуры, характерной для речи или музыкальных сигналов. В связи с этим выбор адекватного способа их спектрального представления и оптимизация параметров предобработки становятся критически важными задачами для обеспечения корректной работы нейронных сетей. Таким образом, исследование параметров спектрального анализа шумов и их влияния на эффективность нейронных сетей представляет собой актуальную научную и практическую задачу.

Цель работы заключается в исследовании влияния ширины временного окна и различных методов построения спектрограмм на эффективность акустического представления шумовых сигналов с дальнейшим их сравнительным анализом. Результатом работы является определение оптимальных параметров и подходов для предобработки аудиоданных, используемых в нейронных сетях. Эффективность оценивается на основе качества работы нейронных сетей при обработке и распознавании шумов.

Искусственный интеллект активно применяется для анализа и управления шумом, позволяя классифицировать его источники по спектральным характеристикам и использовать полученные данные для мониторинга городской среды [4]. Несмотря на высокий потенциал, методы машинного обучения пока недостаточно широко применяются в области оценки шумов, хотя именно глубокие нейронные сети уже доказали эффективность в задачах классификации звуков и требуют адаптации

к реальным условиям.

Одним из самых распространенных методов обработки звуков и шума сейчас является анализ спектрограмм аудиозаписей как изображений [5-6]. Часто и достаточно эффективно применяются глубокие сверточные нейронные сети (CNN) для анализа окружающего звукового фона на основе спектрограмм записей. Модель глубокого обучения способна с высокой точностью классифицировать типы звуковой среды, различая, например, транспортный шум, голосовые разговоры, тишину или шум толпы [7]. CNN отвечает за извлечение локальных признаков со входной спектрограммы. Именно сверточные слои обнаруживают характерные паттерны, уникальные для разных типов шумов. Такие признаки могут быть невидимы при классическом ручном анализе, но хорошо выделяются сетью за счёт автоматического обучения фильтров.

Однако звуковые сигналы имеют сложную временно-частотную структуру, которую необходимо анализировать не только как статичное изображение (например, спектрограмму), но и учитывать последовательности изменений во времени. Важно выделять не только отдельные частотные компоненты, но и характер их изменения, длительность, повторяемость – всё то, что определяет суть звукового события. Для решения этой задачи современные подходы используют рекуррентные нейронные сети (RNN), способные учитывать временные закономерности, потому что любой звук – это не только совокупность частот, но и их динамика во времени. Рекуррентные сети позволяют учитывать контекст, что особенно важно для различения похожих по частотным характеристикам, но разных по смыслу шумов.

Высокие результаты показывают смешанные модели – сверточно-рекуррентные нейронные сети (CRNN) [8-9]. Авторы данных работ предлагают модель, которая способна определять не только какие звуковые события происходят, но и откуда именно исходит звук. Особое внимание уделено способности модели обрабатывать перекрывающиеся звуковые источники, что ранее было одной из сложнейших задач в акустическом анализе.

1 Методы и инструменты исследования

Учитывая популярность и эффективность сверточно-рекуррентной нейронной сети для задачи обнаружения и классификации шумов в городской среде, в данной работе предлагается использование именно CRNN, которая является обоснованным выбором, поскольку именно такая архитектура максимально учитывает специфику акустических данных. Ещё одним преимуществом выбранной архитектуры является её универсальность и масштабируемость. При необходимости модель можно дополнительно усложнить, добавляя слои или используя более современные решения.

В качестве входных «сырых» данных предлагается использование минутных аудиодорожек, которые содержат в себе временные отрезки шумов определённых классов. Таким образом, эти записи представляют собой набор различных звуковых событий. Частота дискретизации (Sample Rate) каждого аудиофайла составляет 32 кГц, что необходимо для более точного анализа сложных акустических сигналов, включая высокочастотные шумы, например, сирены.

К каждому аудиофайлу привязан отдельный CSV-файл с аннотациями, содержащий временные метки звуковых событий. В этих CSV-файлах каждая строка соответствует отдельному звуковому событию и содержит следующую информацию: время начала события (Start), время окончания события (End), класс звукового события (например, «Гудок», «Лай собак», «Речь» и др.). Таким образом, CSV-файл выступает в роли точной расшифровки содержимого аудиофайла, позволяя знать, в какой момент времени и какой именно звук присутствует в записи.

Такое представление данных обеспечивает точное соответствие между аудиосигналом и его содержанием, необходимое для обучения модели. Во время подготовки обучающего набора спектрограмма аудиофайла делится на временные кадры, и каждому кадру сопоставляется метка класса на основе информации из CSV-аннотации. Если в данный момент времени в записи отсутствует целевое звуковое событие, кадру присваивается метка «тишина».

Использование именно такого подхода – аудиофайлов в связке с CSV-метками – является стандартом в задачах классификации звуковых событий (Sound Event Detection – SED), поскольку позволяет обеспечить строгую синхронизацию данных и меток.

Специально для данного исследования был создан уникальный датасет из 63 минутных аудиодорожек в формате .wav, при использовании разных аудиоданных из открытых источников. В качестве классов было принято решение использовать 10 разных видов акустических событий: вертолет, выстрел, гудок, дождь, лай собак, мотоцикл, плач ребенка, поезд, речь и сирена. Для наглядности предлагается рассмотреть один сигнал из датасета – сигнал №1, который показан на рисунке 1.

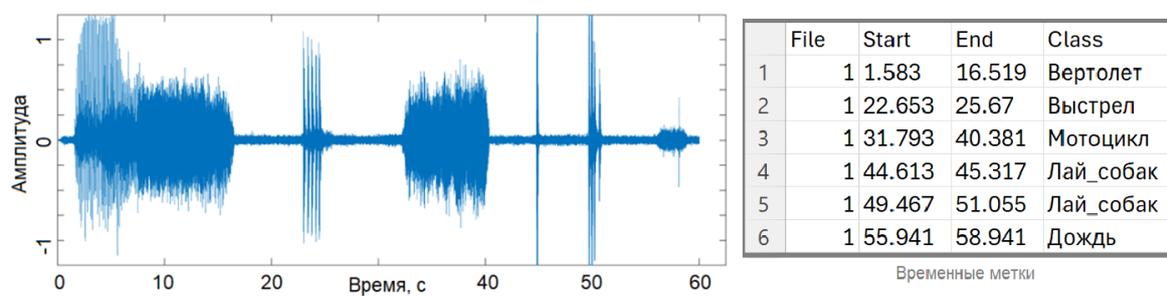


Рисунок 1 – Осциллограмма сигнала №1 из датасета и временные метки расположения классов сигналов для данного сигнала

Так как аудиофайл имеет разное качественное наполнение, то невозможно оценить и классифицировать весь аудиосигнал единой меткой. Чтобы сформировать целевые значения и обучить сеть, необходимо сопоставить временные отметки с кадрами. Общая продолжительность каждого файла составляет 60 секунд; пусть файл будет разделён на 600 кадров для формирования целевых меток, то есть модель будет делать предсказание каждые 0,1 секунды. Каждый временной фрейм соответствует одному значению метки (классу или «тишина»).

Однако такие данные невозможно использовать для заданной модели без предварительной обработки, поэтому извлечение признаков из аудиосигнала предлагается осуществлять с использованием преобразования Фурье, а именно через функцию быстрого преобразования Фурье (БПФ, англ. STFT – short-time Fourier transform). Преобразование Фурье имеет следующие характеристики: длину окна 512 точек и шаг 400 точек, при использовании оконной функции Хэмминга.

Результатом преобразования становится набор частотных ячеек (или бинов). Каждый бин представляет собой определённый диапазон частот и показывает, насколько сильно этот диапазон представлен в сигнале. Одна частотная ячейка (бин) представляет собой индекс элемента спектра, за которым закреплена полоса частот фиксированной ширины. Чем выше номер бина, тем выше частота, которую он описывает. В данном случае частота дискретизации сигнала составляет 32 кГц, а длина окна БПФ – 512, поэтому то ширина одного бина около 62,5 Гц.

После получения спектра производится преобразование амплитудных значений

в логарифмическую шкалу. Это преобразование необходимо, так как человеческое ухо воспринимает звук не линейно, а логарифмически, и такая шкала более точно отражает субъективное восприятие громкости. Логарифмирование также стабилизирует данные, уменьшая диапазон значений и делая их более подходящими для подачи на вход нейронной сети. Спектрограмма сигнала №1 показана на рисунке 2.

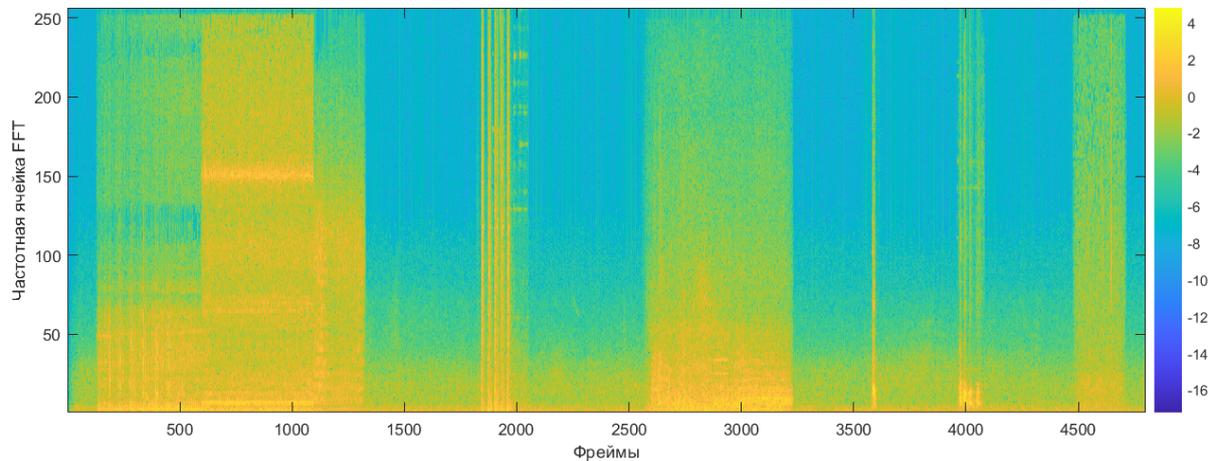


Рисунок 2 – Спектрограмма сигнала №1 из датасета

В качестве альтернативы предлагается использовать мел-шкалу и Барк-шкалу, получая мел-спектрограмму и Барк-спектрограмму соответственно. Данные формы отображения лучше согласуются с восприятием звука человеком. Обе шкалы являются психоакустическими, то есть моделируют восприятие частоты человеческим ухом. На мел-шкале низкие частоты представлены более детально, а высокие – более сжаты. Барк-спектрограмма основана на шкале Барк, которая аналогично связана с физиологией слуха человека и с критическими полосами слухового восприятия. Ухо делит звуковой спектр на критические полосы, в пределах которых звуки воспринимаются как взаимодействующие между собой.

Для корректной подачи данных на вход модели все спектрограммы масштабируются до размера 256×4800 . Мел- и Барк-спектрограммы сигнала №1 показаны на рисунке 3.

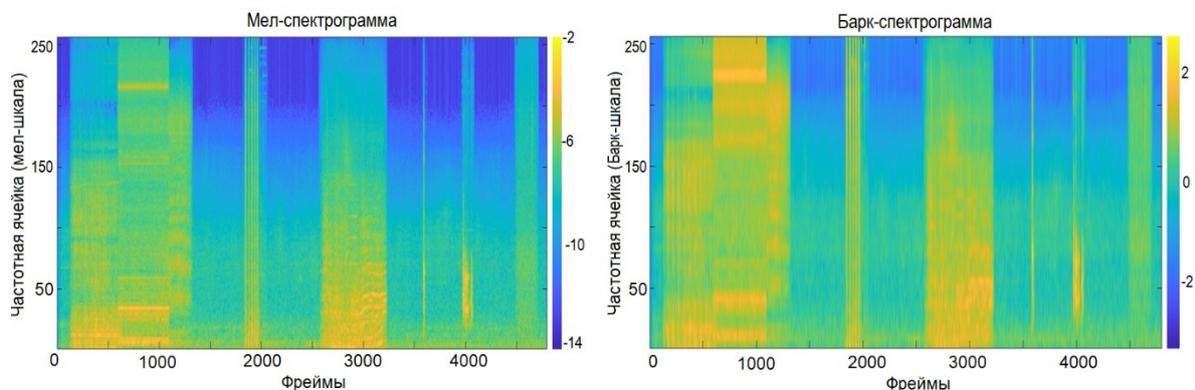


Рисунок 3 – Мел-спектрограмма и Барк-спектрограмма сигнала №1 из датасета

Результирующие спектрограммы имеют двумерную форму: временные кадры и частотные компоненты. Эта структура особенно хорошо подходит для обработки с помощью сверточных нейронных сетей, так как спектрограмма по сути является

изображением, а CNN изначально создавались для выделения признаков на изображениях. Такая схема обеспечивает максимальное сохранение информации как о частотном составе, так и о временной структуре звука, что критически важно для задач точной классификации и последующего анализа акустических характеристик городского шума.

Обработка данных и построение модели осуществляется на базе прикладной программы MATLAB, которая хорошо подходит для обработки сигналов, аудио, визуализации и реализации алгоритмов машинного обучения. В данном разделе будет показана структура нейронной сети.

Вся сеть состоит из двух последовательных частей: сверточной сети и рекуррентной сети. На вход CNN подаются спектрограммы аудиосигналов, представленные как двумерные изображения. Сеть состоит из четырёх сверточных блоков, постепенно увеличивающих число фильтров от 64 до 512 и выделяющих всё более сложные признаки звукового сигнала. Первые блоки активно сжимают данные по частоте и времени, чтобы выявить характерные временно-частотные паттерны, а последние блоки увеличивают глубину признаков, формируя компактное и абстрактное представление сигнала без изменения пространственной размерности.

После сверточных блоков применяется операция изменения формы (reshape), преобразующая выход CNN в последовательность, подходящую для подачи на рекуррентные слои.

Следующая часть модели относится к классу рекуррентных нейронных сетей и построена на базе трёхслойной структуры с использованием двунаправленных рекуррентных слоёв на основе элементов GRU (Gated Recurrent Units). Модель предназначена для обработки последовательных данных, поступающих после извлечения признаков сверточной частью сети, и обеспечивает детектирование и классификацию звуковых событий во временной последовательности. Она включает три двунаправленных слоя GRU для учёта контекста сигнала в обоих временных направлениях, за которыми следуют три полносвязных слоя для обобщения признаков. Архитектура завершается выходным слоем, соответствующим числу классов звуковых событий.

Основной цикл обучения нейронной сети реализован итеративно с контролем качества на валидации, обновлением параметров методом Adam и сохранением лучших результатов. Обучение продолжается до достижения 200 эпох или остановки улучшений на валидационном наборе в течение 10 эпох. По окончании каждой эпохи модель оценивается, и при снижении ошибки сохраняется как лучший вариант; при отсутствии прогресса увеличивается счётчик «плохих эпох», что обеспечивает раннюю остановку.

Стоит указать, что несмотря на наличие 10 классов, присутствует 11-ый класс – «Тишина». Он не фигурирует в классификации, так как он определяется механически с помощью порогового значения вероятности, а не как отдельный класс в выходном слое сети. Модель на выходе формирует вероятности принадлежности каждого временного кадра к одному из 10 звуковых классов, после получения предсказаний выполняется постобработка, где все вероятности ниже порога (по умолчанию 0,3) обнуляются, то есть считаются незначимыми. Таким образом считается, что в эти моменты звуковых событий нет, поэтому в такие моменты происходит «тишина». Такой способ позволяет модели быть гибкой и не вынуждает ее всегда выбирать один из классов.

Итогом работы является сохранённый файл с весами обученной нейросети, который содержит все параметры сети, полученные в процессе обучения. Для анализа качества работы одной и той же модели будут изменяться такие показатели предобработки как вид спектрограммы и количество временных кадров. Результаты обучения позволят определить оптимальную ширину кадра для классификации шумов и наиболее успешный вид спектрограммы.

2 Результаты обучения

Для первого обучения выбраны два отличительных параметра обработки сигнала: использование логарифмической спектрограммы в результате использования БПФ (STFT) и разделение сигнала на 600 временных кадров. Такую сборку модели можно обозначить как STFT/600.

После успешного обучения модель оценивается с помощью специальных метрик, наиболее наглядной из которых является матрица ошибок (confusion matrix). Она представляет собой таблицу, где строки соответствуют истинным классам, а столбцы – предсказанным. Значения на диагонали отражают число верных классификаций, вне диагонали – ошибки, что позволяет выявить хорошо распознаваемые классы и классы, чаще всего путаемые моделью.

На рисунке 4 показана нормированная по строкам матрица ошибок для модели STFT/600. Можно заметить, что достаточно много модель сделала попаданий, однако, если обратить внимание на класс «Гудок», то можно увидеть, что в этой строке много значений вне диагонали, значит модель часто путает гудки с другими звуками. Можно сделать вывод, что данная модель абсолютно не может распознать сигнал гудка машины, путая его с шумом вертолета и мотоцикла.

Матрица ошибок (нормированная по строкам)

Достоверные классы \ Предсказанные классы	Вертолет	Выстрел	Гудок	Дождь	Лай собак	Мотоцикл	Плач ребенка	Поезд	Речь	Сирена
Вертолет	68.9%	6.0%	1.4%	2.3%				21.4%		
Выстрел	6.8%	91.7%	1.6%							
Гудок	28.5%	2.8%	4.4%		6.6%	50.3%				7.3%
Дождь	0.6%			99.4%						
Лай собак		0.5%	1.0%		93.6%					4.9%
Мотоцикл	10.1%	0.1%	0.1%			77.3%		12.4%		
Плач ребенка							100.0%			
Поезд	2.4%							97.6%		
Речь							2.2%		97.8%	
Сирена		0.2%	0.6%		9.1%	26.2%				63.9%

Рисунок 4 – Нормированная матрица ошибок для модели STFT/600

На основе матрицы ошибок рассчитываются обобщающие метрики качества модели. Базовой является точность (Accuracy), показывающая долю верных предсказаний, однако при несбалансированных классах она недостаточно информативна. В таких случаях применяются Precision и Recall: первая характеризует долю корректных предсказаний для класса, вторая – полноту выявления истинных событий. Для комплексной оценки используется F1-score, представляющий гармоническое среднее Precision и Recall, что особенно важно при дисбалансе классов.

В случае многоклассовой классификации метрики Precision, Recall и F1 можно вычислить только для каждого класса отдельно, что показано на рисунке 5.

В целом модель при данных характеристиках входных данных показывает хорошие

результаты для большинства классов, но есть несколько классов с заметно худшими показателями. Сначала стоит отметить, что модель почти идеально распознает дождь, плач ребенка и речь. Проблемным классом является шум гудка машины – модель практически не распознаёт гудки, путает их с другими шумами.

Class	Precision	Recall	F1
"Вертолет"	0.68005	0.68928	0.68464
"Выстрел"	0.89394	0.9165	0.90508
"Гудок"	0.35897	0.044304	0.078873
"Дождь"	0.98372	0.99419	0.98893
"Лай собак"	0.70632	0.93596	0.80508
"Мотоцикл"	0.69722	0.7731	0.7332
"Плач ребенка"	0.97535	1	0.98752
"Поезд"	0.59211	0.9759	0.73703
"Речь"	1	0.97814	0.98895
"Сирена"	0.92534	0.63906	0.75601

Рисунок 5 – Метрики по классам для модели STFT/600

Чтобы оценить модель в целом, можно использовать Ассигасу и дополнительные метрики, такие как Macro Average (среднее арифметическое F1-score по всем классам), Weighted Average (как Macro, но учитывает, сколько примеров в каждом классе (важно при дисбалансе классов)).

Общие результаты для модели STFT/600:

- Ассигасу: 82,72 %;
- Macro F1: 76,65 %;
- Weighted F1: 81,21 %.

Можно сделать вывод, что модель хорошо работает в среднем (Ассигасу > 80 %), особенно с основными, наиболее частыми классами. Присутствует проблема с отдельными классами, о чем говорит низкий показатель Macro F1. Для практического применения в задачах акустического мониторинга модель уже пригодна, но требует доработки по слабораспознаваемым классам.

Далее будут рассмотрены другие вариации признаков в более сокращенном формате. Для повышения качества работы модели принято решение уменьшить частоту предсказаний модели в 2 раза, то есть теперь модель будет делать предсказание каждые 0,2 секунды, а каждый файл будет разделён на 300 кадров. Такую сборку модели можно обозначить как STFT/300. Такое изменение может уменьшить количество одиночных всплесков ложных срабатываний и увеличить вероятность корректного распознавания шума.

На рисунке 6 показана нормированная матрица ошибок для модели STFT/300, где можно заметить улучшение качества распознавания сигнала «Гудок». Оно недостаточно высокое, чтобы быть удовлетворительным, но уже значительно выше предыдущего результата. Аналогично вырос уровень точности предсказывания других классов, так в определении «Речи» модель не сделала ни одного промаха в определении истинного класса, соответственно Recall («Речь») равен 100 %.

Общие результаты для модели STFT/300:

- Ассигасу: 87,65 %;

- Macro F1: 84,05 %;
- Weighted F1: 87,08 %.

Матрица ошибок (нормированная по строкам)

Достоверные классы	Вертолет	66.9%	2.8%				9.0%		21.2%		
	Выстрел	3.3%	94.6%			2.1%					
	Гудок	2.2%		37.3%		6.5%	17.8%			36.2%	
	Дождь	0.4%			99.6%						
	Лай собак			3.0%		94.9%		2.0%			
	Мотоцикл	6.7%		0.8%			92.2%		0.2%		
	Плач ребенка		0.6%					98.7%		0.6%	
	Поезд	1.4%					10.6%		87.9%		
	Речь									100.0%	
	Сирена			0.9%		10.4%	8.2%				80.4%
		Вертолет	Выстрел	Гудок	Дождь	Лай собак	Мотоцикл	Плач ребенка	Поезд	Речь	Сирена
		Предсказанные классы									

Рисунок 6 – Нормированная матрица ошибок для модели STFT/300

Чтобы определить оптимальный временной интервал распознавания, необходимо еще уменьшить количество временных кадров до 200 – теперь модель будет делать предсказание каждые 0,3 секунды, а каждый файл будет разделён на 200 кадров. Такую сборку модели можно обозначить как STFT/200, нормированная матрица ошибок для которой показана на рисунке 7, где можно заметить абсолютное игнорирование моделью сигнала «Лай собак». Данный факт является критической ошибкой, так как модель совсем не распознаёт этот класс. Модель полностью спутала данный класс с «Сиреной». Можно предположить, что 200 кадров – слишком мало, чтобы адекватно уловить данный класс, так как один «гав» собаки длится в среднем 0,2 секунды. Возможно разбиение кадров не совпало с границами лая, и поэтому модель совсем не научилась его распознавать.

Общие результаты для модели STFT/200:

- Accuracy: 76,65 %;
- Macro F1: 68,29 %;
- Weighted F1: 75,43 %.

Видно, что общие показатели упали более, чем на 10% каждый по сравнению с результатами предыдущей модели. Можно утверждать, что наиболее оптимальное количество временных кадров для сигнала с набором шумов длительностью 1 минут соответствует 300. Для повышения качества работы модели можно изменить не только размер данных, но и внутреннее наполнение. Далее будут проанализированы результаты обучения модели на основе мел- и Барк-спектрограмм. Сначала предлагается рассмотреть итоги работы модели, обучаемой на основе мел-спектрограмм. Такую сборку модели можно обозначить как Mel/300.

На рисунке 8 показана нормированная матрица ошибок для модели Mel/300. В данной таблице можно заметить улучшение качества распознавания сигналов «Гудок»

Матрица ошибок (нормированная по строкам)

Достоверные классы	Вертолет	80.5%			0.8%		0.8%		17.9%		
	Выстрел	15.8%	80.3%		3.9%						
	Гудок			62.0%			19.0%			19.0%	
	Дождь	1.7%			98.3%						
	Лай собак			7.1%				2.4%		90.5%	
	Мотоцикл	17.0%		11.2%	0.6%		34.0%		37.2%		
	Плач ребенка							98.1%		1.9%	
	Поезд	3.6%					2.9%		93.5%		
	Речь							0.9%		99.1%	
	Сирена		0.5%	27.1%				6.9%		65.6%	
		Вертолет	Выстрел	Гудок	Дождь	Лай собак	Мотоцикл	Плач ребенка	Поезд	Речь	Сирена
		Предсказанные классы									

Рисунок 7 – Нормированная матрица ошибок для модели STFT/200

и «Лай собак». Точность определения каждого класса теперь составляет не менее 72%, что пока является самым высоким результатом из всех моделей.

Матрица ошибок (нормированная по строкам)

Достоверные классы	Вертолет	83.7%	5.4%	1.9%	4.9%				4.1%		
	Выстрел		97.0%					0.4%		2.6%	
	Гудок	0.5%	9.3%	72.7%			2.3%			15.3%	
	Дождь	0.4%			99.6%						
	Лай собак		2.8%			75.5%				0.9%	20.8%
	Мотоцикл	4.3%		3.9%	0.2%		87.0%		3.1%		1.4%
	Плач ребенка		1.7%					93.4%		5.0%	
	Поезд	2.9%							97.1%		
	Речь							2.4%		97.6%	
	Сирена			16.4%		9.6%		0.6%			73.5%
		Вертолет	Выстрел	Гудок	Дождь	Лай собак	Мотоцикл	Плач ребенка	Поезд	Речь	Сирена
		Предсказанные классы									

Рисунок 8 – Нормированная матрица ошибок для модели Mel/300

Общие результаты для модели Mel/300:

- Accuracy: 89,19 %;
- Macro F1: 86,88 %;
- Weighted F1: 89,21 %.

Видно, что все общие показатели немного, но увеличились по сравнению с результатами обучения модели STFT/300. Модель Mel/300 уменьшила разницу качества определения отдельного класса, что делает ее более удачной для оптимальной классификации.

Следующий эксперимент аналогичен предыдущему, но для входных данных используются Барк-спектрограммы. Такую сборку модели можно обозначить как Bark/300. На рисунке 9 показана нормированная матрица ошибок для модели Bark/300. Заметно снижение точности определения проблемных классов, хотя данные результаты все еще лучше некоторых, чем у модели STFT/300.

Матрица ошибок (нормированная по строкам)

Достоверные классы	Вертолет	76.8%					7.0%		16.2%		
	Выстрел		81.1%					18.5%		0.5%	
	Гудок	0.9%	5.2%	50.2%			13.3%			30.3%	
	Дождь		0.2%		99.8%						
	Лай собак		1.0%			81.9%		4.8%		12.4%	
	Мотоцикл	5.6%	0.2%	23.6%			58.5%		12.2%		
	Плач ребенка					0.6%		96.5%		2.8%	
	Поезд	0.5%							99.5%		
	Речь									100.0%	
	Сирена		1.2%	10.6%				0.6%			87.5%
		Вертолет	Выстрел	Гудок	Дождь	Лай собак	Мотоцикл	Плач ребенка	Поезд	Речь	Сирена
		Предсказанные классы									

Рисунок 9 – Нормированная матрица ошибок для модели Bark/300

Общие результаты для модели Bark/300:

- Accuracy: 83,83 %;
- Macro F1: 82,29 %;
- Weighted F1: 83,82 %.

Видно, что общие показатели на 2-4% уменьшились, по сравнению с моделью STFT/300. Таким образом, модель Bark/300 в целом справляется с задачей распознавания немного хуже моделей STFT/300 и Mel/300, если рассматривать нишу с одной шириной временного интервала.

Для дополнительной проверки был проведен еще один эксперимент при количестве временных кадров 200 и мел-спектрограмме. Такую сборку модели можно обозначить как Mel/200. На рисунке 10 показана нормированная матрица ошибок для модели Mel/200. Видно, что она имеет такую же проблему с «Лаем собак», как и STFT/200, однако хоть что-то она все же определила верно. Более того модель полностью спутала данный класс с «Сиреной».

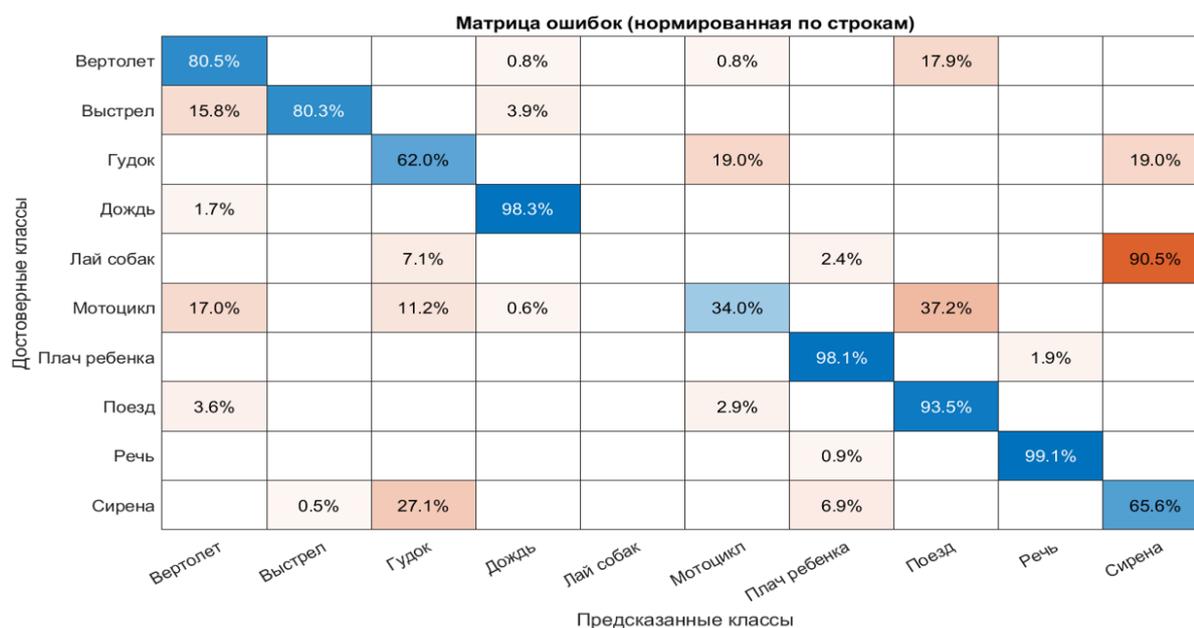


Рисунок 10 – Нормированная матрица ошибок для модели Mel/200

Общие результаты для модели Mel/200:

- Accuracy: 82,51 %;
- Macro F1: 72,61 %;
- Weighted F1: 79,69 %.

Видно, что общие показатели чуть выше, чем у STFT/200, однако из-за критической ошибки определения класса «Лай собак» такую модель тоже нельзя использовать на практике.

Для оценки эффективности применения разных параметров обработки акустических сигналов при использовании их в качестве входных данных для классификации шумов с помощью CRNN следует определить самую оптимальную модель из рассмотренных выше. Все значимые метрики показаны в сводной таблице 1, где полужирным начертанием выделены максимальные значения среди всех моделей, а курсивом – минимальные.

Результаты проведённых экспериментов позволяют утверждать, что использование Мел-спектрограммы в сочетании с временным окном 0,2 секунды (300 кадров в минуту) является наиболее оптимальным решением для обучения сверточно-рекуррентной нейронной сети в задаче классификации шумов. Данная конфигурация (Mel/300) продемонстрировала наивысшие интегральные показатели качества и стала лидером по четырём метрикам F1 из десяти. Это указывает на способность модели эффективно извлекать информативные признаки спектральной структуры шума при сохранении устойчивости к межклассовым пересечениям.

Можно проанализировать работоспособность модели на отдельных аудиодорожках и сравнить полученные результаты предсказаний с истинными, визуально оценив характер допущенных ошибок. На рисунке 11 показаны временные диаграммы успешной модели Mel/300 для 2 разных аудиофайлов, где слева представлено достоверное временное распределение по классам, а справа – предсказанное.

По диаграммам видно, что модель корректно определяет большую часть сигналов, однако помимо этого часто ложно срабатывает всплесками, которые составляют буквально 3-7 кадров, что меньше 1 секунды. Чтобы уменьшить данный «шум», можно ввести сглаживание в постобработку результатов работы обученной сети.

Таблица 1 – Метрики качества работы обученных моделей

Метрика		Модели (по способу обработки входных данных)					
		STFT/600	STFT/300	Mel/300	Bark/300	STFT/200	Mel/200
F1, %	Вертолет	68,5	74,1	87,3	82,8	74,4	30,2
	Выстрел	90,5	94,8	89,2	85,7	88,7	86,0
	Гудок	7,9	52,3	69,5	45,5	53,8	68,2
	Дождь	98,9	99,8	98,0	99,9	97,7	99,9
	Лай собак	80,5	77,4	73,7	89,1	0	9,8
	Мотоцикл	73,3	85,4	92,5	69,1	47,0	84,2
	Плач ребенка	98,8	99,1	94,6	91,2	94,9	95,2
	Поезд	73,7	78,3	91,8	77,9	60,4	76,7
	Речь	98,9	99,7	96,6	98,8	98,7	99,2
	Сирена	75,6	79,7	75,6	82,9	67,1	76,7
Аккурасу, %		82,7	87,6	89,2	83,8	76,4	82,5
Macro F1, %		76,7	84,1	86,9	82,3	68,3	72,6
Weighted F1, %		81,2	87,1	89,2	83,8	75,4	79,7

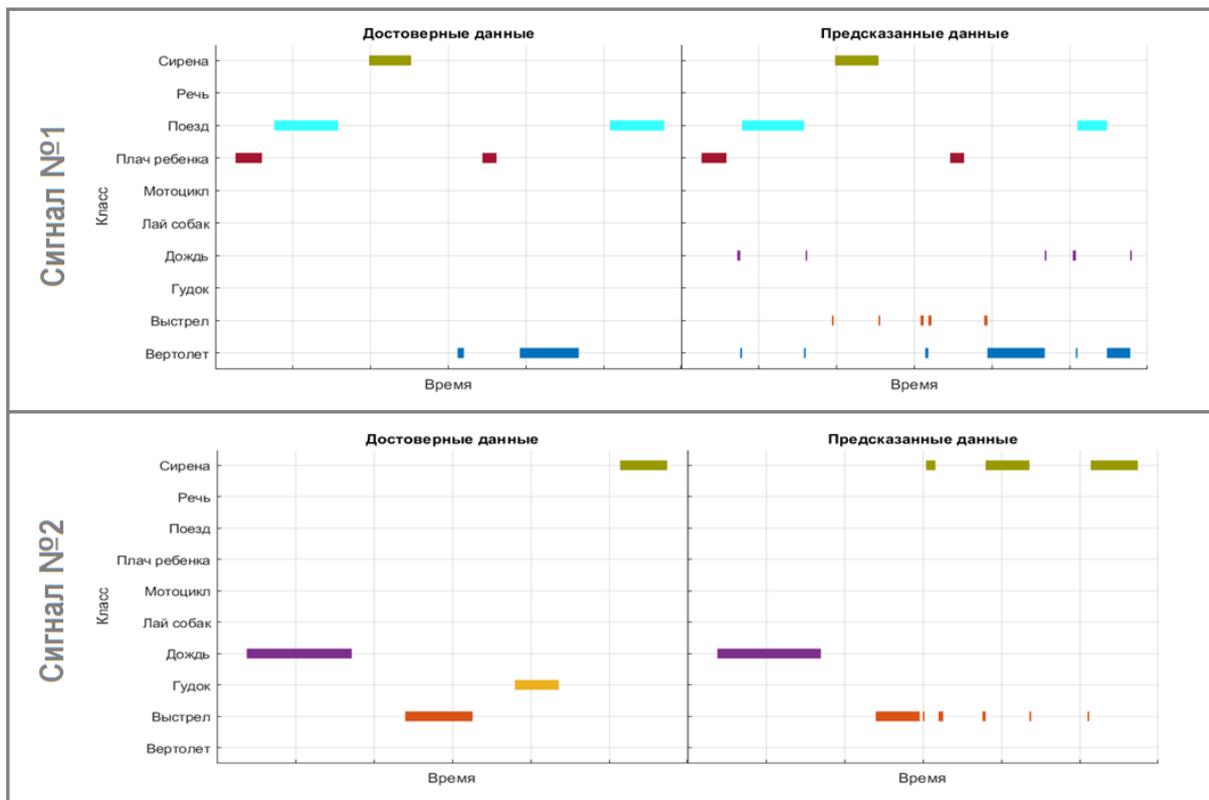


Рисунок 11 – Временная диаграмма распределения классов для модели Mel/300

Для сравнения, следующая по эффективности модель (STFT/300) показала результаты всего на 2% ниже, однако продемонстрировала меньшее количество лидерских

значений по F1 (3 из 10). Это подтверждает, что хотя использование стандартного преобразования Фурье также может быть продуктивным, Мел-спектрограмма лучше адаптирована к специфике восприятия звуков человеком и позволяет CRNN моделям эффективнее выделять значимые акустические паттерны.

Наименее успешным вариантом оказалась модель STFT/200, показавшая пять худших значений F1 из десяти и минимальные суммарные показатели. Это демонстрирует, что сокращённое временное окно (0,2 с против 0,3 с) ограничивает модель в способности улавливать длительные закономерности и формировать устойчивые временно-частотные представления.

Таким образом, комбинация Мел-спектрограммы и временного окна в 0,2 секунды обеспечивает оптимальный баланс между детализацией частотных характеристик и достаточной временной протяжённостью контекста, позволяя достичь высокой точности распознавания даже в условиях акустической вариативности.

Заключение

Результат исследования подтверждает критическое влияние на эффективность обучения нейронных сетей в задачах классификации шумов таких параметров как длина кадра классификации и формат представления акустического события. Было установлено, что оптимальной комбинацией является использование Мел-спектрограммы с длиной кадра 0,2 секунды, обеспечивающей наилучший баланс между временной и частотной разрешающей способностью. Эта конфигурация позволила построенной модели CRNN продемонстрировать максимальные суммарные показатели качества и достичь лидирующих значений по метрикам F1, что свидетельствует о высокой устойчивости к межклассовым пересечениям и способности к точному выделению акустических паттернов.

Итоги работы показывают наличие различий в методе распознавания шумов и иных звуков, например, речи, так как шумовые сигналы обладают высокой вариативностью и сложной временно-частотной структурой, что делает выбор параметров предобработки отличным от других. Правильная настройка предобработки – длины кадра и изображения спектрограммы – позволяет существенно повысить эффективность нейронных сетей без необходимости усложнения архитектуры.

Таким образом, проведённый эксперимент не только подтвердил преимущество Мел-спектрограмм в сочетании с временным окном 0,2 секунды, но и подчеркнул значимость поиска оптимальных параметров спектрального анализа как ключевого этапа подготовки аудиоданных для нейросетевых моделей.

Список использованных источников

1. Липилин Д. А. Оценка качества городской среды с применением геоинформационных систем на примере Московского микрорайона города Краснодара / Липилин Д. А., Евтушенко Д. Д. // Региональные геосистемы. - 2022. - Т. 46, N. 2. - С. 223-240.
2. Пердебаева Г. Д. Шумовое загрязнение как одна из экологических проблем современного города // Теория и практика современной науки. - 2022. - N. 8 (86). - С. 94-97.
3. Montenegro A. L. Streets classification models by urban features for road traffic noise estimation / Montenegro, A. L., Rey-Gozaló, G., Arenas, J. P., Suárez, E. // Science of The Total Environment. - 2024. - Т. 932. - С. 173005.

4. Степура Д. В. Спектральные характеристики сигналов для их классификации по уровню раздражительности методами машинного обучения / Д. В. Степура, Л. Г. Стаценко, А. Ю. Родионов // Известия СПбГЭТУ ЛЭТИ. - 2024. - Т. 17, N 4. - С. 53-60. - DOI 10.32603/2071-8985-2024-17-4-53-60. - EDN TGYXBI.
5. Nogueira A. F. R. et al. Sound classification and processing of urban environments: A systematic literature review / Nogueira, A. F. R., Oliveira, H. S., Machado, J. J., Tavares, J. M. R. // Sensors. - 2022. - Т. 22, N. 22. - С. 8608.
6. Grumiaux P. A. et al. A survey of sound source localization with deep learning methods // The Journal of the Acoustical Society of America. - 2022. - Т. 152, N. 1. - С. 107-151.
7. Hossain M. S. Environment classification for urban big data using deep learning / Hossain M. S., Muhammad G. // IEEE Communications Magazine. - 2018. - Т. 56, N.11. - С. 44-50.
8. Adavanne S. "Sound event localization and detection of overlapping sources using convolutional recurrent neural networks" / Adavanne S., Politis A., Nikunen J., and Virtanen T. // IEEE J. Sel. Top. Signal Process. - Т. 13, N 1, - С. 34-48, 2019.
9. Mesaros A. Joint measurement of localization and detection of sound events / Mesaros A., Adavanne S., Politis A., Heittola T., Virtanen T. // 2019 IEEE Workshop on Applications of Signal Processing to Audio and Acoustics (WASPAA). - IEEE, 2019. - С. 333-337.

References

1. Lipilin D. A., Yevtushenko D. D. Assessment of the quality of the urban environment using geoinformation systems on the example of the Moscow microdistrict of Krasnodar // Regional geosystems. - 2022. - Vol. 46, - N. 2. - P. 223-240.
2. Perdebaeva G. D. Noise pollution as one of the environmental problems of a modern city // Theory and practice of modern science. - 2022. - N. 8 (86). - P. 94-97.
3. Montenegro A. L. Models of street classification by urban features for assessing traffic noise / Montenegro A. L., Rey-Gozaló G., Arenas J. P., Suarez E. // Science of the environment in general. - 2024. - Vol. 932. - p. 173005.
4. Stepura D. V. Spectral Characteristics of signals for their classification by the level of irritability by machine learning methods / D. V. Stepura, L. G. Statsenko, A. Yu. Rodionov // Izvestiya SPbSETU LETI. - 2024. - Vol. 17, N. 4. - P. 53-60. - DOI 10.32603/2071-8985-2024-17-4-53-60. - ED. TGYXBI.
5. Nogueira A. F. R. et al. Sound classification and processing of urban environments: A systematic literature review / Nogueira, A. F. R., Oliveira, H. S., Machado, J. J., Tavares, J. M. R. //Sensors. - 2022. - Т. 22. - N. 22. - P. 8608.
6. Grumiaux P. A. et al. A survey of sound source localization with deep learning methods //The Journal of the Acoustical Society of America. - 2022. - Vol. 152, N. 1. - P. 107-151.
7. Hossain M. S. Environment classification for urban big data using deep learning / Hossain M. S., Muhammad G. //IEEE Communications Magazine. - 2018. - Vol. 56, N.11. - P. 44-50.
8. Adavanne S. "Sound event localization and detection of overlapping sources using convolutional recurrent neural networks" / Adavanne S., Politis A., Nikunen J., and Virtanen T. // IEEE J. Sel. Top. Signal Process. - Vol. 13, N 1. - P. 34-48, 2019.
9. Mesaros A. Joint measurement of localization and detection of sound events / Mesaros A., Adavanne S., Politis A., Heittola T., Virtanen T. //2019 IEEE Workshop on Applications of Signal Processing to Audio and Acoustics (WASPAA). - IEEE, 2019. - P. 333-337.

УДК: 534.134

OECD: 1.03

Исследование виброактивности приводов рольганговых механизмов

Кедрова Е.И.¹, Матвеев П.В.²¹Старший преподаватель кафедры «Инжиниринг и менеджмент качества»,²К.т.н., доцент, доцент кафедры «Электротехника»,^{1,2}Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ»

им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, РФ

Аннотация

В работе были рассмотрены роликовые конвейеры, с опорой подвижных частей конвейера на шариковые подшипники и с приводом различных типов передач. Актуальность работы обусловлена необходимостью соблюдения санитарно-гигиенических требований к шумовому воздействию промышленного оборудования и необходимостью прогнозирования акустических характеристик на ранних стадиях проектирования. Для прогнозирования уровня шума, возникающего на практике, был проведен цифровой эксперимент, для которого были выбраны инструменты исследования и построена цифровая модель исследуемого объекта. На первом этапе произведен выбор специализированного программного обеспечения для моделирования, позволяющего учитывать взаимосвязь механических, динамических и акустических процессов. Основным инструментом стало САЕ-решение, основанное на методе конечных элементов (МКЭ). Затем была построена детализированная цифровая модель исследуемого конвейерного модуля в двух исполнениях – с цепной и ременной передачей. Сравнительный анализ шумовых характеристик показал различия в уровне шума между двумя моделями. Полученные результаты позволяют обоснованно выбирать тип передачи с учетом требуемых акустических и эксплуатационных параметров.

Ключевые слова: роликовый конвейер, конвейерный узел, ременная передача, цепная передача, цифровая модель, модальный анализ

Investigation of vibration activity of roller conveyer drives

*Kedrova E.I.¹, Matveev P.V.²*¹*Senior Lecturer of the Department of Quality Engineering and Management,*²*Ph.D., Associate Professor, Associate Professor of the Department of Electrical Engineering,*^{1,2}*Baltic State Technical University 'VOENMEH', St. Petersburg, Russia*

Abstract

This paper investigates roller conveyors equipped with ball bearings and different drive types. The research is motivated by the imperative to meet sanitary-hygienic standards for industrial noise emissions and the need for reliable prediction of acoustic performance during the initial design phases. To forecast operational noise levels, a numerical experiment was performed, involving the selection of appropriate simulation tools and the development of a digital twin of the conveyor system. The initial phase involved selecting specialized simulation software capable of modeling the coupled mechanical, dynamic, and acoustic phenomena.

The core analytical tool was a CAE (Computer-Aided Engineering) platform utilizing the Finite Element Method (FEM). Following this, a detailed digital model of the conveyor module was developed in two variants: one featuring a chain drive and the other a belt drive. Comparative analysis of the acoustic characteristics demonstrated a distinct difference in noise emission between the two drive models. The findings enable an evidence-based selection of the drive type, balancing specific acoustic and operational requirements.

Keywords: roller conveyer, conveyor assembly, belt drive, chain drive, digital model, modal analysis

Введение

При проектировании и эксплуатации машин и механизмов важным фактором то является уровень шума и вибраций. Конвейерные установки, применяемые в горнодобывающей, строительной, металлургической и других отраслях, представляют собой сложные механические системы, в которых взаимодействие отдельных узлов (приводы, цепные или ременные передачи, подшипники, опорные элементы) приводит к возникновению колебаний и излучению звука.

Снижение шумов и вибраций не только повышает комфорт работы персонала, но и увеличивает ресурс элементов конструкции, снижает риск аварий и увеличивает эффективность оборудования. Кроме того, уменьшение акустического воздействия способствует соблюдению санитарных норм и снижению негативного влияния на окружающую среду [1].

Шум конвейеров относится к так называемым механическим шумам, которые обусловлены:

- возбуждением колебаний вращающихся и поступательных деталей;
- неравномерностью движения ременной или цепной передачи;
- работой подшипников;
- взаимодействием заготовки с роликами.

Цепная передача формирует шум за счёт периодического зацепления звеньев цепи со звёздочками. При входе и выходе зубьев возникает ударный контакт, сопровождающийся вибрациями и акустическими колебаниями. В ременной передаче источником вибраций является трение между ремнём и шкивами, а также неравномерность натяжения. При высоких скоростях движения возможен эффект боковых колебаний ремня, резонанс, а также аэродинамические шумы. Подшипники качения формируют вибрации из-за взаимодействия тел качения с дорожками. Даже при идеальной геометрии возникает периодическая нагрузка на элементы, создающая колебания.

На практике шум усиливается из-за:

- дефектов дорожек и тел качения;
- неравномерного распределения смазки;
- износа.

Частоты, соответствующие дефектам подшипников, хорошо изучены и могут быть рассчитаны теоретически, что позволяет использовать спектральный анализ для диагностики [2].

1 Выбор алгоритма (инструментов) экспериментального исследования

Для исследования шума и вибраций в конвейерных установках широко применяются средства численного моделирования. Одним из наиболее распространённых инструментов является программный комплекс ANSYS Workbench, который реализует

методы конечных элементов (МКЭ) для анализа динамических процессов в механических системах. Виброакустическое моделирование в ANSYS строится на комбинации нескольких типов расчётов, среди которых ключевыми являются:

1) Модальный анализ (Modal Analysis). Модальный анализ используется для определения собственных частот колебаний конструкции и соответствующих им форм колебаний (мод). Результаты этого анализа позволяют выявить резонансные частоты, при совпадении которых с частотой возбуждения шум и вибрации существенно возрастают. Данный этап является базой для последующих динамических расчётов, так как даёт представление о потенциально критичных режимах работы.

2) Анализ гармонического отклика (Harmonic Response Analysis). Этот метод позволяет исследовать, как конструкция реагирует на периодические гармонические нагрузки, изменяющиеся во времени. Для конвейерных систем такими нагрузками являются вибрации, вызванные цепной или ременной передачей, а также вращением подшипников. Гармонический анализ позволяет рассчитать амплитуды перемещений, ускорений и напряжений в заданном диапазоне частот, а также оценить уровень вибраций, который в дальнейшем преобразуется в акустический отклик.

3) Акустический анализ (Acoustic Analysis). Хотя в рамках работы основной акцент сделан на модальном и гармоническом анализе, ANSYS также позволяет проводить расчёт звукового давления в окружающем пространстве. На основе данных о колебаниях конструкции можно смоделировать акустическое поле и определить зоны повышенного шумового воздействия [3].

Таким образом, использование комплекса методов (модального, гармонического и при необходимости акустического анализа) в ANSYS обеспечивает системное исследование виброакустических характеристик конвейерной установки. Это даёт возможность на этапе проектирования выявить наиболее шумные и вибронегруженные узлы, спрогнозировать их поведение и предложить меры по снижению шумового воздействия.

2 Цифровой эксперимент в среде ANSYS

2.1 Цифровая модель исследуемого объекта

Для того чтобы выполнить численный анализ шумовых характеристик в ANSYS, в первую очередь требуется создать цифровую модель объекта. Такая модель позволяет воспроизвести реальную геометрию конвейера, учесть его основные узлы и элементы, а также подготовить систему к последующему расчету.

На этом этапе в среде SolidWorks была выполнена трёхмерная модель конвейерного узла, которая включает: ролики, жестко закрепленные с валом, несущую раму, элементы крепления под опорный узел вала (уши), шариковые подшипники и два типа передачи – ременная и цепная.

Для цепной передачи, представленной на рисунке 1, в SolidWorks требуется максимально точно воспроизвести взаимное расположение звездочек и натяжение цепи. При моделировании обычно задаётся траектория движения, вдоль которой формируется массив звеньев, что позволяет получить реалистичную кинематику. При этом важно учитывать геометрию зубьев, так как от их профиля зависит характер зацепления, а, следовательно, и уровень вибраций, который в дальнейшем передаётся на ролики и подшипники. Дополнительно в модели предусматривается возможность регулировки межосевого расстояния, что отражает необходимость натяжения цепи в реальных условиях эксплуатации.

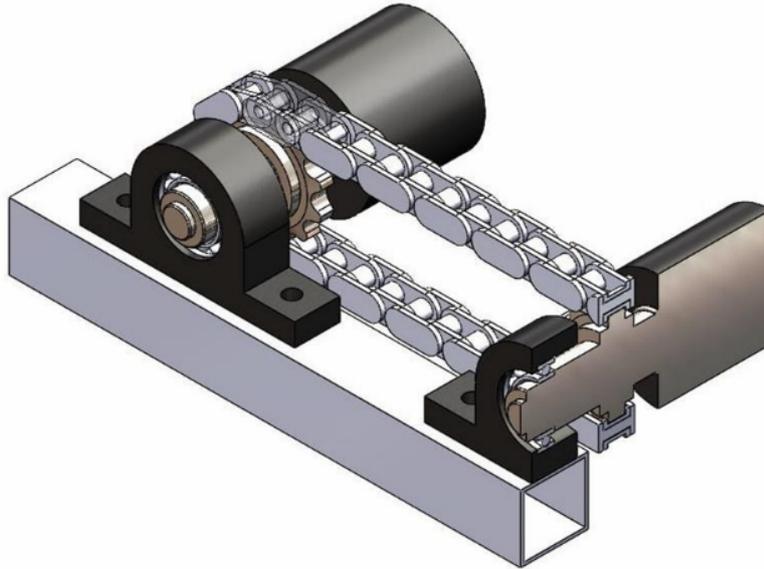


Рисунок 1 – 3D модель конвейерного узла с цепной передачей

В случае ременной передачи, представленной на рисунке 2, акцент делается на правильном отображении профиля шкивов и траектории ремня. Здесь нет жёсткого зацепления, как в цепи, поэтому важнее всего корректно задать углы обхвата и натяжение. В SolidWorks ремень обычно создаётся как поверхностный элемент, натянутый между шкивами, что позволяет визуализировать его движение и нагрузку на валы. Также учитывается ширина ремня, так как именно она влияет на распределение усилий и стабильность работы передачи.

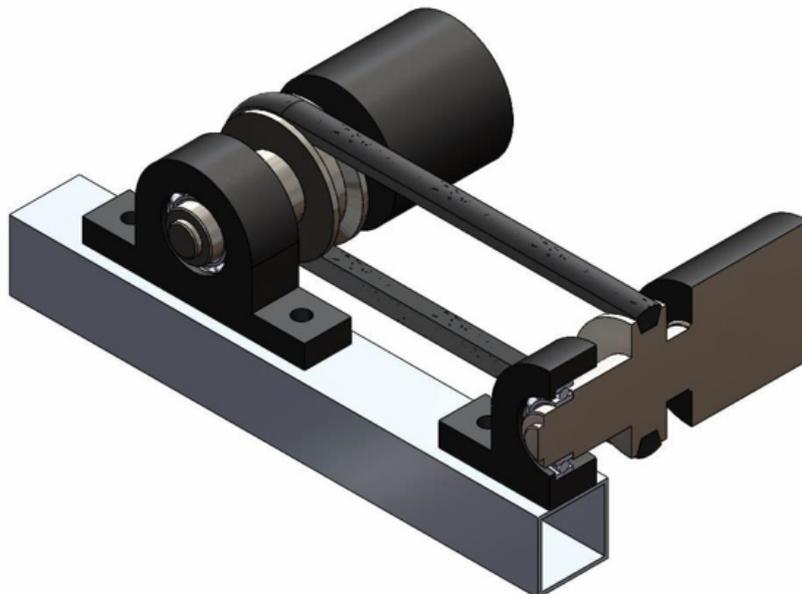


Рисунок 2 – 3D модель конвейерного узла с ременной передачей

С помощью детальной 3D модели становится возможным провести акустические расчёты, а также оценить влияние отдельных конструктивных элементов на уровень шума.

2.2 Виброакустический анализ

Для определения уровня шума в программе Ansys был проведен анализ шума от установки с использованием модального анализа (Modal Analysis) и гармонического отклика (Harmonic Response). Это классический подход для измерения механического шума, вызванного вибрациями конструкции [4].

На рисунке 3 изображена схема подключения модулей для анализа.



Рисунок 3 – Схема подключения модулей для анализа

В методе конечных элементов (МКЭ), реализованном в ANSYS, вся геометрическая модель разбивается на небольшие конечные элементы, объединённые узлами. Качество и характер сетки напрямую влияют на точность и достоверность получаемых результатов.

Выполняя расчёт виброакустических характеристик роликового конвейера, модель была разбита на треугольные элементы. Такой тип сетки является универсальным и позволяет более точно аппроксимировать сложные геометрические формы, что особенно важно для деталей с криволинейными поверхностями.

В ANSYS при разбиении модели сеткой используется принцип локальной детализации: критически важные для анализа области моделируются с мелкими элементами, а второстепенные – с более крупными. Это обеспечивает баланс между точностью расчёта и эффективностью использования ресурсов компьютера.

Подшипники были разбиты более мелкой сеткой. Это связано с тем, что именно подшипники являются критическим источником вибраций и шумов [5]. В них возникают локальные концентрации напряжений и высокочастотные колебания, для адекватного описания которых требуется более детализированная сетка. Чем меньше размер конечных элементов в таких зонах, тем точнее программа способна отразить поведение конструкции.

Стойка была разбита более крупной сеткой. Данный элемент не играет значительной роли в формировании шума и не содержит сложных геометрических особенностей. Использование укрупнённой сетки для второстепенных деталей позволяет существенно сократить вычислительные ресурсы и ускорить расчёт без заметной потери точности итоговых результатов.

На рисунках 4 и 5 изображены рассчитанные сетки для установок с ременной передачей и цепной передачей.

В результате проведенного анализа двух моделей роликовых конвейеров с ременной и цепной передачей и шариковыми подшипниками в программе ANSYS были получены следующие результаты: уровень шума с цепной передачей достигает 138 дБА, а с ременной – 109 дБА. Результаты представлены на рисунках 6 и 7.

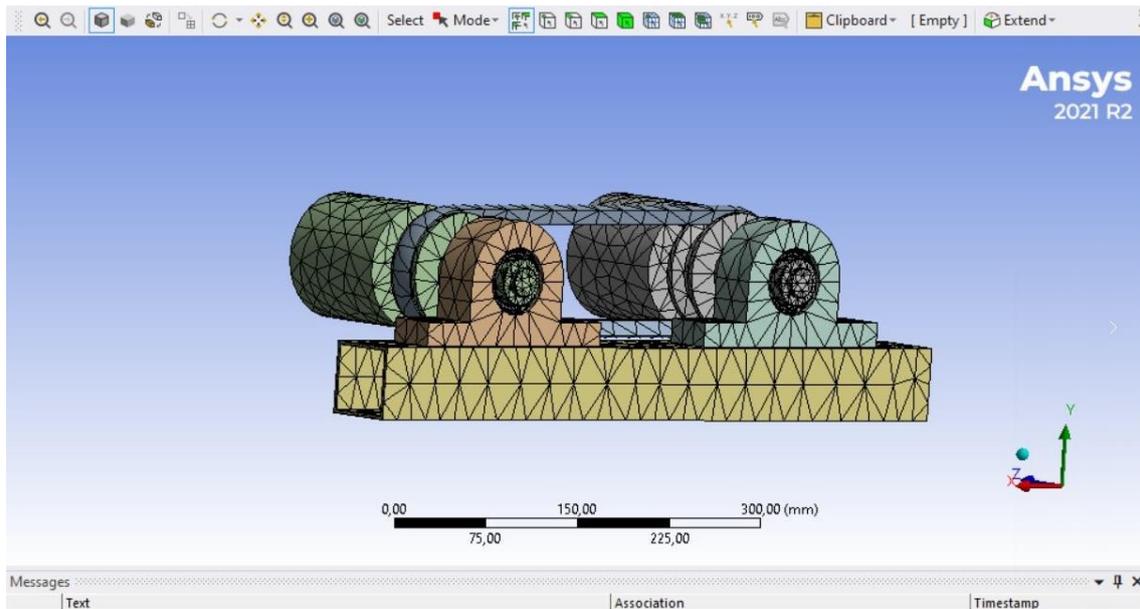


Рисунок 4 – Рассчитанная сетка установки с ременной передачей

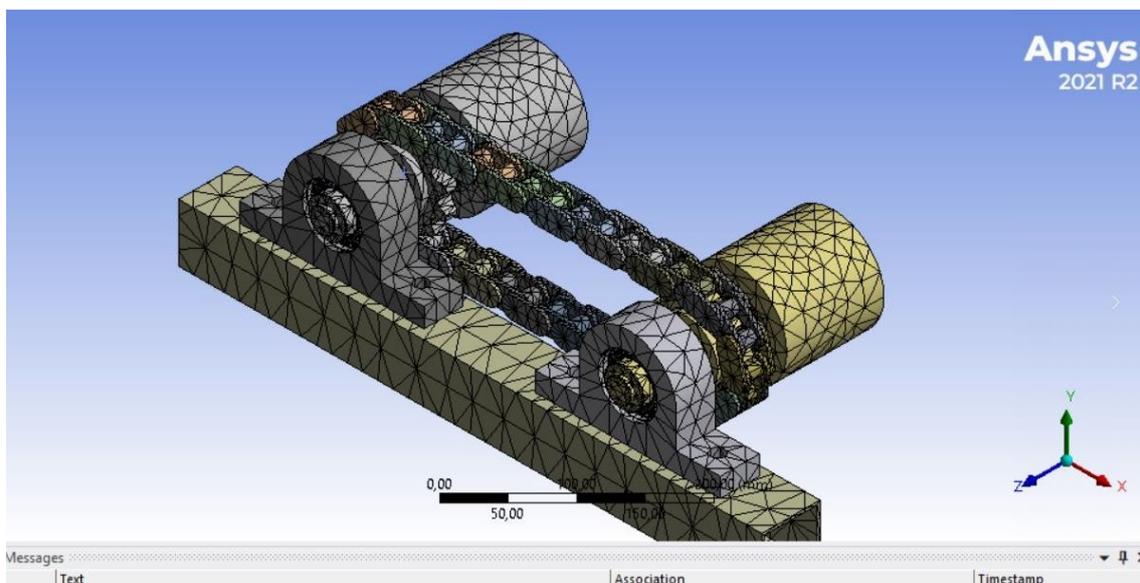


Рисунок 5 – Рассчитанная сетка установки с цепной передачей

Модель с цепной передачей продемонстрировала выраженный пиковый уровень звукового давления на частоте зацепления и ее высших гармониках, что связано с периодичностью однопарного контакта зубьев и возникающими при этом динамическими ударами. Основными источниками шума были идентифицированы ударные взаимодействия в шарнирах цепи и периодический контакт звеньев с зубьями звездочки. Этот дискретный тон, часто лежащий в наиболее чувствительной для человеческого слуха области, субъективно идентифицируется как «резкий и навязчивый».

Модель с ременной передачей показала существенно более низкий общий уровень шума, особенно в тональной составляющей. Акустическая эмиссия была преимущественно широкополосной, обусловленной микропроскальзыванием, вибрацией свободной ветви ремня и аэродинамическими эффектами. Субъективно такой шум воспринимается как более ровный «шипящий» или «свистящий» фон, который часто менее раздражающий лучше поддается подавлению с помощью кожухов.

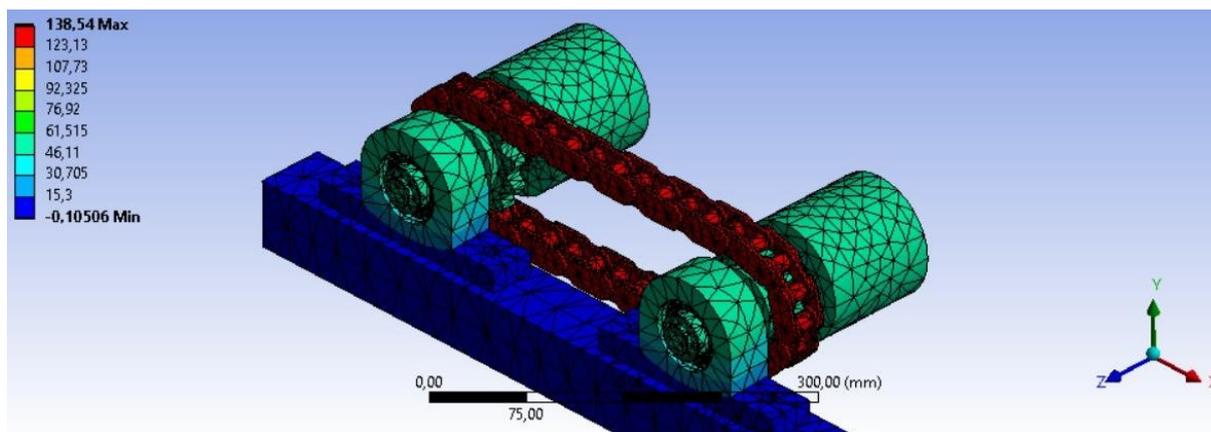


Рисунок 6 – Результат анализа шума конвейерной установки с цепной передачей

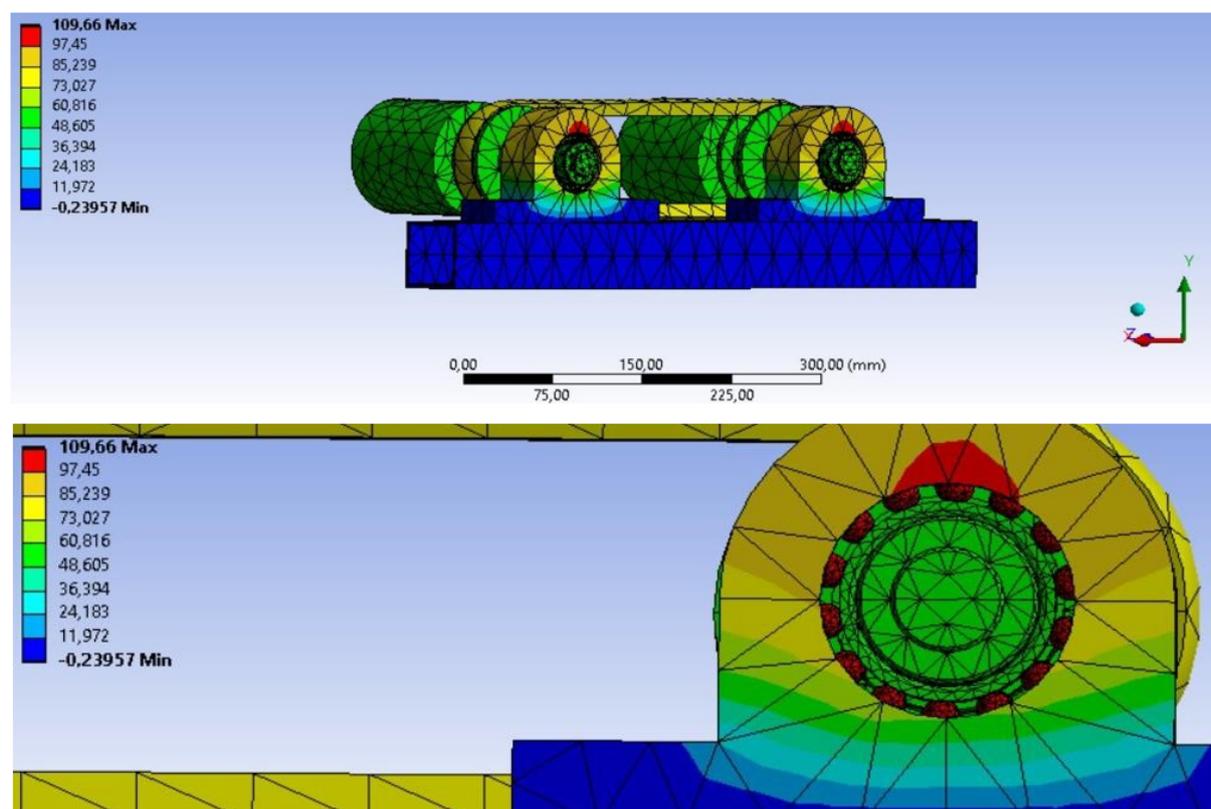


Рисунок 7 – Результат анализа шума конвейерной установки с ременной передачей

Анализируя вышесказанное, можно сделать вывод о выборе типа передачи:

– ременная передача: является предпочтительной для оборудования, эксплуатируемого в зонах постоянного присутствия персонала, а также для соблюдения законодательных норм по охране труда (СанПиН, ГОСТ, директивы Евросоюза);

– цепная передача, несмотря на высокий уровень шума, может быть выбрана по эксплуатационным соображениям: для работы в условиях экстремальных нагрузок, высоких температур, загрязнённой среды, где требуется высокая надёжность и точность позиционирования без проскальзывания, но в этом случае достаточно остро встает вопрос о снижении уровня шума, выбор цепной передачи должен сопровождаться обязательным проектированием комплексных шумопоглощающих и виброизолирующих мероприятий (звукоизолирующие кожухи, демпфирующие основания).

Целевая функция для минимизации шума в рольганговых механизмах может быть сформулирована через уровни звукового давления различных источников, влияющих на шум. Чтобы суммировать уровни звукового давления от нескольких источников, используем формулу:

$$L_{p,total} = 10 \lg \left(10^{\frac{L_{p1}}{10}} + 10^{\frac{L_{p2}}{10}} + \dots + 10^{\frac{L_{pn}}{10}} \right), \quad (1)$$

где $L_{p,total}$ – суммарный уровень звукового давления от нескольких источников; $L_{p1}, L_{p2}, \dots, L_{pn}$ – уровни звукового давления от отдельных источников [1].

Основная цель заключается в том, чтобы найти оптимальные условия работы механизма, которые позволят минимизировать излучаемый шум.

Предположим, что L_p – уровень шума, который мы хотим минимизировать. Переменные, влияющие на шум: v – скорость механизма, I_1 – излучение от рамы рольганга, I_2 – излучение от узлов механизма, I_3 – излучение от передачи, тогда функция может выглядеть следующим образом:

$$\text{minimize } f(v, I_1, I_2, I_3) = L_p(v, I_1, I_2, I_3), \quad (2)$$

где $L_p(v, I_1, I_2, I_3)$ – функция, определяющая уровень звукового давления.

Приведенный расчет может включать в себя не только прямые корреляции с уровнями шума, но также учитывать характеристики материалов, конструкции рольгангов и систем амортизации.

Заключение

Сравнительный анализ выявил различия в уровнях шума для конвейерных установок с ременной и цепной передачами. Полученные результаты позволяют сделать обоснованные выводы о шумовых характеристиках проектируемых систем. По результатам анализа можно сделать вывод о том, что использование ременной передачи в конвейерной установке значительно понизит уровень шума, но, понизит долговечность системы. Увеличение шума от цепной передачи можно компенсировать, вводя демпфирующие звенья и регулярно смазывая движущиеся части и звенья.

Список использованных источников

1. Иванов Н.И., Шашурин А.Е. Защита от шума и вибрации: учебное пособие. - 2-е изд., перераб. и доп. - СПб.: Печатный Цех, 2019. - 284 с. - ISBN 978-5-6042448-3-8.
2. Хизбуллин Р. Н., Бикбулатов Р. И., Тазеев Н. Ф. МЕТОДЫ И СРЕДСТВА ЗАЩИТЫ ЧЕЛОВЕКА ОТ ШУМА И ВИБРАЦИИ НА ПРОИЗВОДСТВЕ // StudNet. – 2022. – Т. 5. – N 5. – С. 4656-4663.
3. Фролов Александр Владимирович, Савватеев Денис Олегович, Шаповалов Петр Анатольевич МОДАЛЬНЫЙ АНАЛИЗ МОДЕЛИ БИНС С ПОМОЩЬЮ ПАКЕТА ANSYS // Известия ТулГУ. Технические науки. 2022. N 11.
4. Хрулев С. Анализ акустики в ANSYS Mechanical 15.0 // САПР и графика. – 2014. – N 8. – С. 54.
5. Переверзев Олег Игоревич, Чукарин Александр Николаевич, Финоченко Татьяна Анатольевна ОЦЕНКА УРОВНЕЙ ШУМА ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ // Известия ТулГУ. Технические науки. 2024. N 7.

References

1. Ivanov N.I., Shashurin A.E. Protection from noise and vibration: a study guide. - 2nd ed., revised and additional. - St. Petersburg: Printing Shop, 2019. - 284 p. - ISBN 978-5-6042448-3-8.
2. Khizbullin R. N., Bikbulatov R. I., Tazeev N. F. METHODS AND MEANS OF PROTECTING HUMANS FROM NOISE AND VIBRATION IN PRODUCTION // StudNet. – 2022. – Vol. 5. – N 5. – P. 4656-4663.
3. Frolov Alexander Vladimirovich, Savvateev Denis Olegovich, Shapovalov Petr Anatolevich MODAL ANALYSIS OF A BINS MODEL USING THE ANSYS SOFTWARE PACKAGE // Izvestiya TulGU. Technical Sciences. 2022. N 11.
4. Khrulyov S. Acoustic Analysis in ANSYS Mechanical 15.0 // CAD and Graphics. – 2014. – N 8. – P. 54.
5. Peverzev Oleg Igorevich, Chukarin Alexander Nikolaevich, Finochenko Tatyana Anatolevna ASSESSMENT OF ROLLING BEARING NOISE LEVELS // Proceedings of Tula State University. Technical Sciences. 2024. N 7.

УДК: 534.8.081.7

OECD: 1.03

Шумопоглощение магнитными нанопористыми гранулами на основе наноразмерного оксида железа

Зобов К.В.¹, Бардаханов С.П.^{2*}, Гапоненко В.Р.³, Труфанов Д.Ю.⁴, Гармаев Б.З.⁵

¹К.ф.-м.н., старший научный сотрудник, лаборатория 15 «Физико-математическое моделирование неоднородных течений»,

²Д.ф.-м.н., профессор, ведущий научный сотрудник кафедры «Техническая механика и компьютерное моделирование», Московский политехнический университет,
г. Москва, РФ,

³К.ф.-м.н., ведущий инженер, ⁴К.ф.-м.н., научный сотрудник,

^{3,4}Лаборатория 8 «Аэрофизических исследований дозвуковых течений»,

⁵К.ф.-м.н., заместитель директора по научной работе, Институт физического материаловедения, г. Улан-Удэ, РФ,

^{1,3,4}Институт теоретической и прикладной механики им. С.А. Христиановича СО РАН,
г. Новосибирск, РФ

Аннотация

Статья посвящена исследованию возможностей использования нанопористых керамических гранул, полученных из нанопорошка оксида железа, в качестве дополнительного сплошного насыпного слоя, как наполнителей, локализованных в полостях основного материала, и в качестве локальных областей, образованных силой магнитного притяжения на поверхности основного шумопоглощающего материала. Выявлены различия в спектрах шумопоглощения и шумопропускания для сыпучих материалов различающейся гранулометрии. Получены повышенные показатели шумопоглощения на частотах от 200 до 800 Гц для фракции гранул с размерами 0,2-0,8 мм и исходного нанопорошка до значений коэффициента поглощения 0,8 и 0,6 соответственно. Высокую эффективность шумопоглощения до значения коэффициента 0,9 на частоте 1000 Гц показала и фракция с гранулами размера менее 0,1 мм, локализованная на магнитах, размещённых в подложке. Эта фракция показала также и высокую степень сопротивления прохождению звука до 20 дБ. Фракции размера 0,2-0,8 мм и исходного нанопорошка показали значения в 7 и 5 дБ соответственно.

Ключевые слова: шумопоглощение, шумопропускание, звукопоглощающий материал, нанопористый материал, нанопорошок, пассивный поглотитель, низкочастотное звукопоглощение

Noise absorption by magnetic nanoporous granules made of iron oxide nanopowder

Zobov K.V.¹, Bardakhanov S.P.^{2}, Gaponenko V.R.³, Trufanov D.Yu.⁴, Garmaev B.Z.⁵*

¹*Ph.D., Senior Researcher, Laboratory 15 'Physico-mathematical modeling
of inhomogeneous flows',*

²*Ph.D., Professor, Leading researcher of the Department of Technical Mechanics
and Computer Modeling, Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia,*

³*Ph.D., Leading Engineer, ⁴Ph.D., Researcher,*

^{3,4}Laboratory 8 of 'Aerophysical Studies of Subsonic Flows',

⁵Ph.D., Deputy Director for Scientific Work, Institute of Physical Materials Science,
Ulan-Ude, Russia,

^{1,3,4}Khristianovich Institute of Theoretical and Applied Mechanics SB RAS, Novosibirsk,
Russian Federation

Abstract

The article is devoted to the study of the possibilities of using nanoporous ceramic granules obtained from iron oxide nanopowder as an additional continuous bulk layer, as fillers localized in the cavities of the base material, and as local areas formed by the force of magnetic attraction on the surface of the main noise-absorbing material. Differences in the spectra of noise absorption and noise transmission for bulk materials of different granulometry are revealed. Increased noise absorption rates were obtained at frequencies from 200 to 800 Hz for the fraction of granules with sizes of 0.2-0.8 mm and the initial nanopowder to levels of ratio 0.8 and 0.6, respectively. A fraction with granules of less than 0.1 mm in size localized on magnets placed in the substrate also showed high noise absorption efficiency up to ratio 0.9 at a frequency of 1000 Hz. This fraction also showed a high degree of resistance to sound transmission up to 20 dB. Fractions of 0.2-0.8 mm in size and the initial nanopowder showed values of 7 and 5 dB, respectively.

Keywords: noise absorption, noise transmission, sound-absorbing material, nanoporous material, nanopowder, passive absorber, low-frequency sound absorption

Введение

Впервые использование керамических гранул на базе нанопорошков было предложено в предыдущей статье [1]. В ней была выявлена возможность изменения спектра шумопоглощения за счет добавления небольшого насыпного слоя из нанопористых керамических гранул в диапазоне измерений на высоких частотах 500-6300 Гц. В последующей работе [2] были продемонстрированы шумопоглощающие свойства насыпных слоёв из керамических гранул диоксида кремния различной природы на более актуальном интервале частот 125-1600 Гц. Была продемонстрирована не только общая эффективность гранул, но и зависимость шумопоглощения от размерного диапазона гранул. Это позволяет предположить, что возможно создание оптимально сконструированного материала для условий конкретной технической задачи шумозащиты.

Шумопоглощающие материалы можно условно подразделить на 3 вида: пористые, резонаторные и мембранные работающие преимущественно в областях высоких, средних, и низких частот соответственно. Подробно это разделение описано в книге [3]. В ней также указывается, что пористые материалы имеют первый пик эффективного поглощения шума при толщине слоя порядка четверти длины волны. Это обусловлено интерференцией прямой и отраженной акустической волны. Таким образом увеличение эффективности подобного слоя в области низких частот (длинных волн) возможно через увеличение толщины слоя или через уменьшение длины волны в материале, что эквивалентно уменьшению эффективной скорости звука в данном материале. Для чистых нанопорошков существует ряд исследований, указывающих на малую величину скорости звука в нанопорошке по сравнению со скоростью звука в воздухе [4]–[7]. Указываемая величина скорости звука от 30 до 70 м/с. Таким образом, можно ожидать уменьшения длины волны и, следовательно, эффективной толщины шумопоглощающего слоя до 10 раз.

Однако работа с нанопорошком, как самостоятельным материалом, неудобна, поскольку требуется создание устройств и методик удержания насыпного слоя порошка.

В этих условиях встает вопрос сохранения свойств нанопорошкового слоя при обработке, например, при формировании нанопористых гранул отдельно или в процессе пропитки исходного материала абсорбера. Подобной обработкой (высушивания суспензии) можно получить из нанопорошка легкий пористый материал похожий на керамику. Возможность получения таких гранул и качество их пористости показаны в статье [4]. При дроблении такого материала можно получить гранулированный абсорбирующий материал различных типов. Аналогом такого материала можно назвать производные аэрогеля. Шумопоглощающие свойства гранул на основе аэрогеля достаточно подробно описываются в литературе [8], [9]. При формировании одинаковых полостей в твердом материале можно получить резонаторы Гельмгольца и сформировать резонансный абсорбирующий материал. Однако вследствие стохастичности методик работы с наночастицами полости внутри материала и размеры самих гранул будут разными и будут давать не один резонанс, а несколько. В статье [10] приведены расчёты по влиянию различных масштабов пор на диапазон частот эффективного поглощения шума.

Компаунд, созданный из нанопористых гранул, может получиться излишне плотным. При этом он лишится пористости и, соответственно, механизма пористого поглощения шума. Но при этом может наблюдаться формирование мембраны и соответственно реализация мембранного механизма поглощения шума. В этом случае его эффективность будет связана с массой мембранного слоя и жесткостью материала подложки. В данном случае эффективность взаимодействия со звуковой волной может быть достигнута в связи с малой плотностью сформированного мембранного материала.

Если взять одинаковый исходный материал и выделить из него фракции различной дисперсности, можно экспериментально определить диапазон размеров, при которых происходит изменение механизма шумоподавления. Впоследствии эти данные могут позволить подбирать шумопоглощающий материал под конкретные технические задачи.

В настоящей работе исследование было сфокусировано на шумопоглощающих свойствах высушенных гранул нанопорошка магнетита различной дисперсности и сравнении этих свойств с исходным наномагнетитом. Этот материал подобен материалу, созданному на основе диоксида кремния, который был объектом исследования предыдущей работы [2]. Однако исходный порошок магнетита (Fe_3O_4) имеет совершенно другие физико-химические свойства, в частности, кристаллографические, более высокие физическую и насыпную плотности. Для целей настоящей работы также было важно, что он обладает ферромагнитными свойствами. Можно предположить, что колебания магнитного материала могут приводить к электромагнитным колебаниям. Это может создавать отдельный механизм рассеяния энергии звуковых колебаний. Кроме этого, магнитные свойства значительно расширяют перечень возможностей оптимизации материалов с точки зрения создания достаточно сложных конфигураций. Например, в отличие от случая порошка диоксида кремния (аморфного, легкого, немагнитного вещества), можно фиксировать функциональный материал в определенных рабочих конфигурациях с помощью постоянных или электромагнитов. Расположение может быть разнообразным, неоднородным, и управляемым в самом широком смысле слова. Такой подход имеет огромные перспективы применения. Во-первых, подобное управление позволяет размещать сыпучий материал даже на вертикальных поверхностях. Во-вторых, перераспределение гранул в толще сыпучего слоя с использованием магнитного взаимодействия может изменять диссипативные свойства насыпки. Поэтому, кроме свойств сплошного слоя, который можно получить из подобных сыпучих материалов, исследовалось также влияние магнитов на акустические свойства различных конфигураций через создание заданных поверхностных распределений гранул. Для сравнения локализация достигалась как за счет фиксации материала на неодимовых

магнитах, размещённых в материале подложки, так и в объёме полостей в материале подложки.

Целью исследования было изучение эффективности шумопоглощения насыпных слоёв гранулированной керамики на основе нанопорошка магнетита и анализ влияния дисперсности и локализации насыпки на спектр и амплитуду шумопоглощения и уровень шумопропускания. Измерения акустических характеристик проводились на волноводной установке.

1 Экспериментальные методы и материалы

1.1 Измерительная установка

Измерения проводились на волноводной установке, подробно описанной в работах [11,12], ее схема приведена на рисунке 1. Одной из нестандартных особенностей реализации, предложенной авторами, было размещение волновода не горизонтально, а вертикально, таким образом можно было проводить измерения на сыпучем слое (на насыпке), не привлекая процедуры для удержания и равномерного распределения слоя засыпки.

1 – возбудитель колебаний, 2 – микрофоны, «Образец» - места установки образцов и их типичные конфигурации

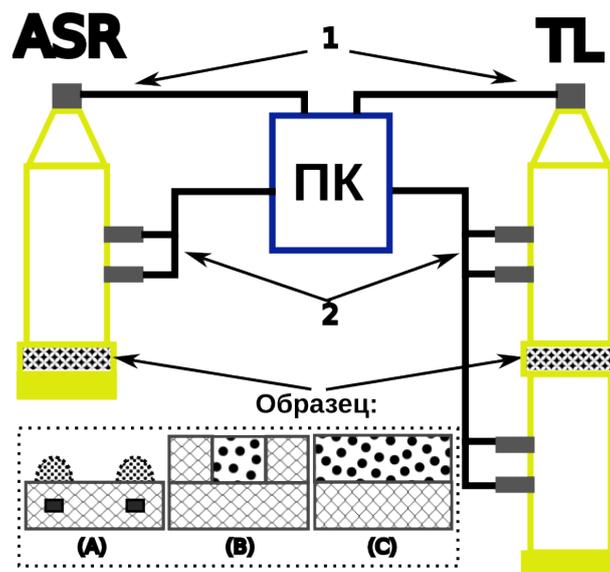


Рисунок 1 – Схемы конфигураций измерительной установки (акустических труб-волноводов), для измерения шумопоглощения «ASR» и шумопропускание «TL»

Через возбудитель акустических колебаний 1 в рабочий объём (волновод установки с диаметром 100 мм) направлялся белый шум, генерируемый программным обеспечением. В рабочей области (Образец) (на рисунке заштрихована) помещался исследуемый образец.

Образцы представляли собой комбинации материалов, следующих трех типов:

(А) области гранулированного материала, локализованные в областях повышенного магнитного поля над магнитами, размещёнными в толще полимерного вспененного материала;

(В) составной образец с гранулированным материалом, локализованным в специальных полостях во вспененном пористом материале;

(С) слой гранулированного материала, размещённый на подложке из полимерного вспененного пористого материала.

В конфигурации ASR (Absorption Ratio) (левая часть рисунка 1) при использовании приемников – измерительных микрофонов 2 – определялся октавный частотный профиль величины шумопоглощения ASR, а в конфигурации TL (Transmission Loss) (правая часть рисунка 1) посредством микрофонов 2 измерялось шумопропускание TL. Управление измерениями и обработка данных проводились на компьютере (ПК). В целом измерительные процедуры соответствовали международным стандартам ISO 10534-2 и ASTM E1050-10 [13,14].

1.2 Параметры сыпучих материалов

Основа исследованных шумопоглощающих материалов – нанопорошок магнетита, полученного газофазным методом испарения исходного материала лазерным лучом при атмосферном давлении (методика схожа с описанной в статье [15], но для нагрева использован лазер). Такой порошок обладает высокой удельной поверхностью порядка $90 \text{ м}^2/\text{г}$. Этот порошок под маркировкой «напо» был объектом исследования в данной работе.

Остальные сыпучие материалы были созданы через приготовление водной суспензии, её высушивание, дробление и рассев по фракциям. Как было показано в статьях [4], [16] у материалов, полученных через высушивание коллоидного раствора наночастиц, сохраняется величина удельной поверхности, и пористость является открытой.

Параметры выбранных для исследования образцов приведены в таблице 1. Маркировка образцов основана на максимальном значении размера гранул.

Таблица 1 – Характеристики образцов сыпучих материалов

Маркировка	напо	F1	F8	F12	F16
Дисперсность	20-40 нм	0-0,1 мм	0,2-0,8 мм	0,8-1,2 мм	1,2-1,6 мм
Насыпная плотность, г/л	170	1750	1250	1340	1315
Плотность материала частиц, г/см ³	5,2	3,8	3,8	3,8	3,8

Можно заметить, что помимо размеров частиц, образцы насыпок значительно отличаются насыпной плотностью. Самый лёгкий образец по данному параметру это нанопорошок, а самый тяжелый это фракция менее 100 мкм (F1). Более крупные фракции имеют почти в полтора раза меньшую насыпную плотность, но всё равно почти на порядок большую, чем нанопорошок. Это означает, что насыпки, имеющие одинаковую толщину слоя, то есть эквивалентные объемы, будут иметь значительно отличающуюся массу. По этой причине для исследований фиксировался объём исследуемого сыпучего материала. Он составлял 90 мл, что создавало на подложке диаметром 100 мм слой толщиной 11 мм.

Чтобы дать лучшее представление об используемых сыпучих материалах, их характерные фотографии приведены на рисунке 2.

Можно видеть, что нанопорошок не является гомогенным, а представлен хлопьями разных масштабов. Однако все эти хлопья непрочные, состоят из слипшихся частиц, и легко разминаются. Кроме того, образцы крупной фракции более однородны и имеют узкое распределение частиц по размерам. В то же время частицы диапазона от 200 до 800 мкм (F8) имеют достаточно широкий диапазон размеров частиц. Частицы менее 100 мкм (F1) можно рассмотреть только под оптическим микроскопом.

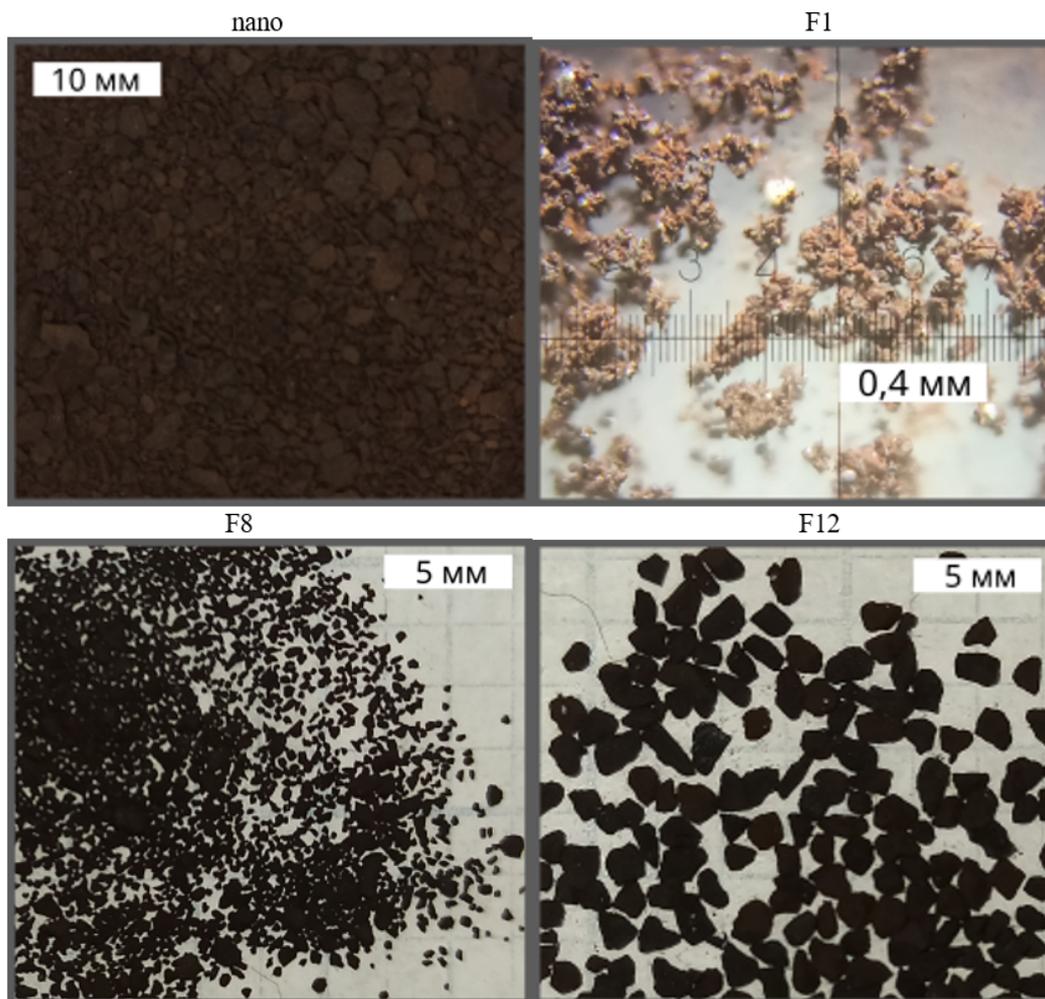


Рисунок 2 – Фотографии сыпучих материалов разных фракций

1.3 Способы локализации сыпучих материалов

Исследование сплошного слоя насыпки является фундаментальной задачей для характеристики материала самого по себе, однако его использование в таком виде в реальных технических решениях неудобно. Поэтому важным вопросом является сохранение эффективности в более технологичных системах.

Для исследования были выбраны две таких системы. Первая – локализация насыпки в полости в толще базового вспененного материала. Вторая – локализация материала за счет «подвешивания» магнитных частиц в области локализации на поверхности магнитного поля магнитов, размещенных в толще базового вспененного материала. Рассмотрим их по очереди.

1.3.1 Локализация в полости

Для исследования была использована простая модель: на сплошном слое поролон толщиной 20 мм, размещался ещё один слой поролон с толщиной 20 мм с вырезанными в нем отверстиями. На рисунке 3 приведены варианты слоёв с отверстиями. Для технологического использования такой модели следовало добавить ещё один слой для закрывания полости. Однако такой слой будет скрывать эффекты, связанные с насыпкой, смещая долю толщины шумоподавителя в сторону базового поролон, поэтому результаты этих измерений не показательны. Полость заполнялась полностью (в край) исследуемым сыпучим материалом.

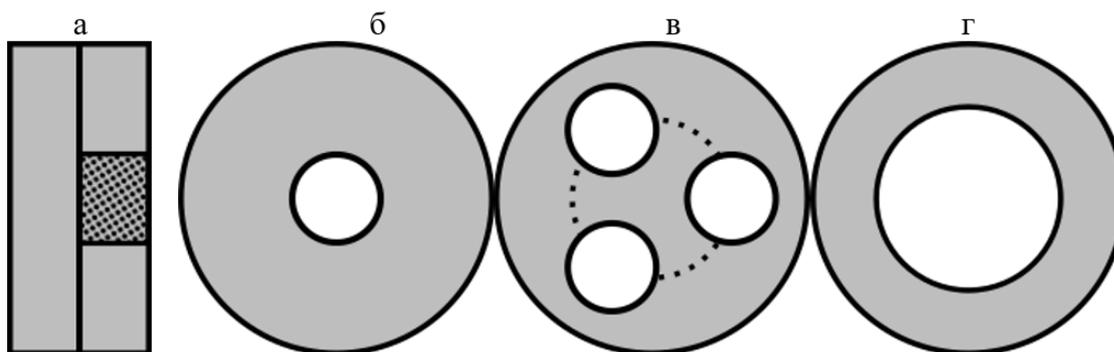


Рисунок 3 – Схемы конфигураций: (а) – заполнение полости насыпкой, (б), (в), (г) – варианты слоёв с полостями

Доля площади, перекрытая сыпучим материалом 9%, 27% и 36% для вариантов, представленных на рисунке 3 (б), (в), (г) соответственно. Масса сыпучего материала, помещённая в полости слоя порядка 14 г, 40 г и 60 г соответственно. Эта масса для самой крупной фракции F16, значения для остальных меняются соответственно с насыпной плотностью.

1.3.2 Локализация в магнитном поле

Благодаря магнитным свойствам используемых сыпучих материалов была реализована модель локализации с помощью магнитного поля, создаваемого неодимовыми магнитами, расположенными в толще вспененного материала подложки. Для экспериментов использовалось несколько вариантов расположения магнитов, приведенных на рисунке 4 (б), (в).

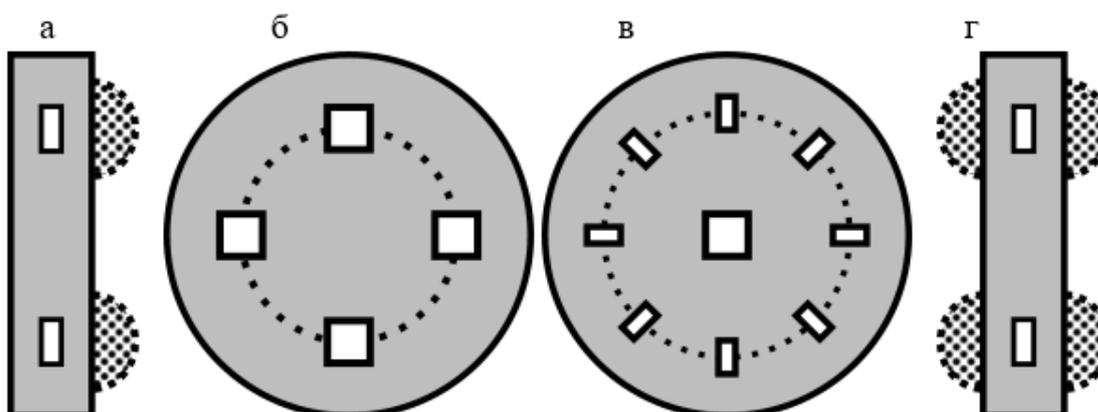


Рисунок 4 – Схемы конфигураций: (а) сыпучий материал фиксируется на магнитах, размещённых в подложке, (б) и (в) варианты расположения магнитов по площади подложки, (г) вариант фиксации материала магнитами с двух сторон

Кроме этого, для измерения шумопроницаемости локальные области формировались как с одной стороны базового поролона, так и с обеих сторон, как показано на рисунке 4 (а) и (г) соответственно. То, как сыпучий материал локализуется на подложке с разной конфигурацией магнитов, легче всего рассмотреть на фотографиях, представленных на рисунке 5.

Эффект от магнитного поля может присутствовать и в сплошном насыпном слое, что было проверено экспериментально. Однако, больший технический интерес

представляет конфигурация, при которой на материале подложки остаются лишь области с удерживаемым магнитами сыпучим материалом. При этом на 4-х магнитах остается порядка 10 г материала, то есть по 2,5 г на каждом магните. Для 9-ти магнитов удерживаемая масса составляет порядка 13 г. Расчёт количества, приходящегося на один магнит, даёт 1,4 г, однако, если учитывать, что размеры магнитов отличаются, то можно предположить, что на центральном магните локализовано 2,5 г, а на периферийных малых магнитах по 1,3 г.

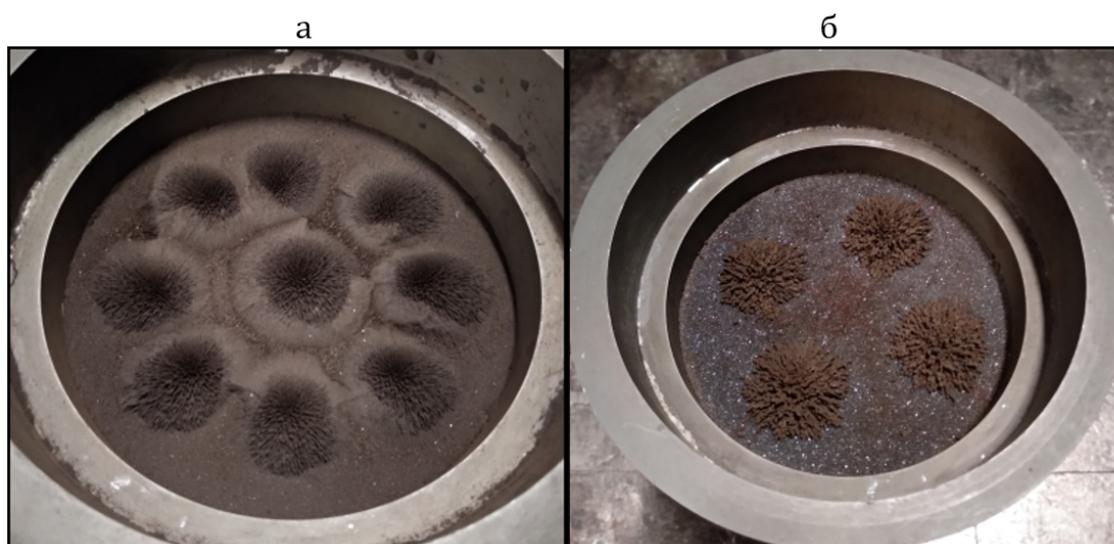


Рисунок 5 – Фотография примеров фиксации сыпучего материала на магнитах, размещённых в подложке: (а) Материала F1 на конфигурации с 9-ю магнитами, (б) материала F12 на конфигурации с 4-мя магнитами

Можно заметить, что суммарная масса, удерживаемая лишь магнитами слегка меньше массы, заключенной в самой малой вырезанной полости. Но, в отличие от полости, она распределена по поверхности и представлена игольчатыми холмообразными структурами.

2 Результаты экспериментов

2.1 Сравнение шумоподавляющих свойств сплошного слоя различных типов насыпки

В качестве базовых были проведены измерения для равномерного насыпного слоя толщины 10 мм, размещенного на слое подложки, параметров шумопоглощения ASR и шумопроницаемости (ослабления при прохождении звука) TL. Результаты измерений приведены на рисунке 6 (а) и (б) соответственно.

Свойства материала подложки здесь и далее приведены на графике серым пунктиром и двумя интенсивностями заливки. Тёмная заливка соответствует толщине подложки 20 мм, светлая соответствует толщине материала подложки 30 мм, моделирующей ситуацию, при которой 10 мм сыпучего слоя заменены на дополнительные 10 мм материала подложки.

Как можно видеть нанопористые гранулы больших размеров имеют максимальную и достаточно высокую шумопоглощающую способность на высоких частотах более 600 Гц. При этом они обладают, как и базовый материал высокой шумопроницаемостью.

Если же рассмотреть насыпку с дисперсностью менее 100 мкм (F1), то можно увидеть, что эффективность шумопоглощения падает, и остаётся лишь невысокий пик

на низких частотах. Если сопоставить это с очень низким коэффициентом пропускания, можно заключить, что гранулы размерами менее 100 мкм (F1) образуют достаточно плотный слой и не пропускают колебания в глубину поглотителя. Поэтому они обладают меньшей амплитудой величины шумопоглощения, а её спектральный максимум приходится на более низкие частоты, что соответствует характеристикам мембранного поглотителя.

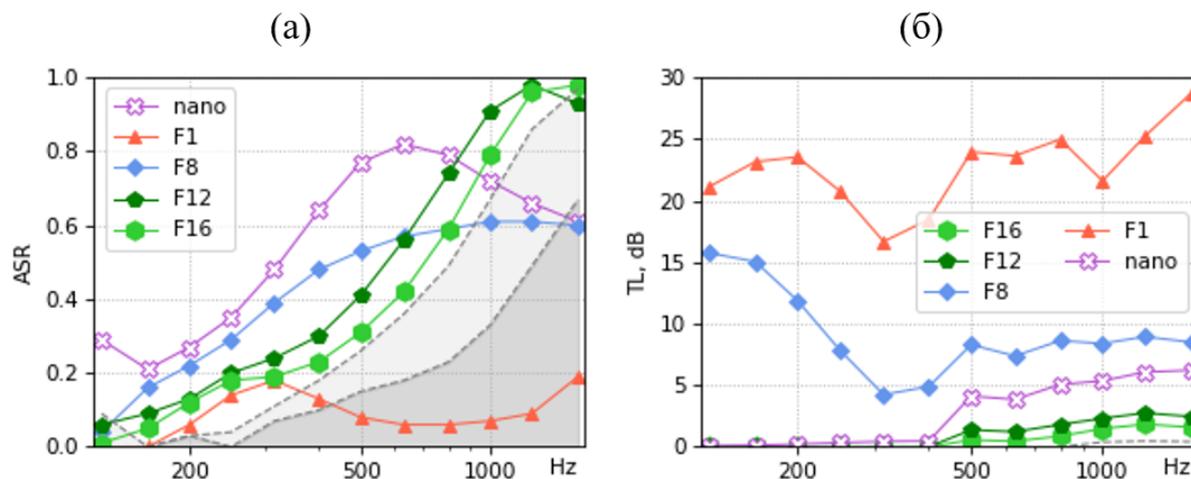


Рисунок 6 – Измерение ASR (а) и TL (б) на фоне подложки из поролона 20 мм и образца поролона 30 мм для насыпных слоёв материалов разной дисперсности и одинаковой толщины 10 мм

Гранулы с размерами от 200 до 800 мкм (F8) дают достаточно высокие значения величины шумопоглощения на всём исследуемом диапазоне частот. Однако на частотах менее 500 Гц наблюдается постепенный спад эффективности. С точки зрения шумопроницаемости, этот материал показывает, хоть и не максимальную, но значительную величину ослабления проходящего шума.

Насыпной слой, состоящий из исходного нанопорошка, показывает пик шумоподавления в области 600 Гц. Его величина 0,8 является лидером на данной частоте среди остальных, однако уступает максимальным значениям на высоких частотах для крупнодисперсных гранул. Интересной является эффективность препятствования прохождению звука, она имеет значительную ступеньку от почти полного пропускания частот ниже 500 Гц до значительного ослабления на 5 дБ в области более высоких частот.

2.2 Эффективность заполнения полости

Для проверки эффективности заполнения полостей сыпучим материалом были проведены измерения для разных типов наполнителя. Результаты измерений шумоподавления представлены на рисунке 7.

Результаты показывают, что все насыпки дают схожий результат и этот результат ненамного выше результата для слоя исходного вспененного материала толщины 40мм. К этому результату стремятся и результаты для конфигураций с пустыми полостями. Это в очередной раз подтверждает, что исследуемые сыпучие материалы по своим шумоподавляющим свойствам близки к вспененным материалам, особенно для крупных фракций. Для самой мелкой фракции F1 результаты максимально отстают от остальных. Наблюдается снижение шумопоглощения на высоких частотах при сохранении его на средних частотах. При этом интенсивность наблюдаемых эффектов коррелирует с объёмом гранулята, присутствующего в разных конфигурациях.

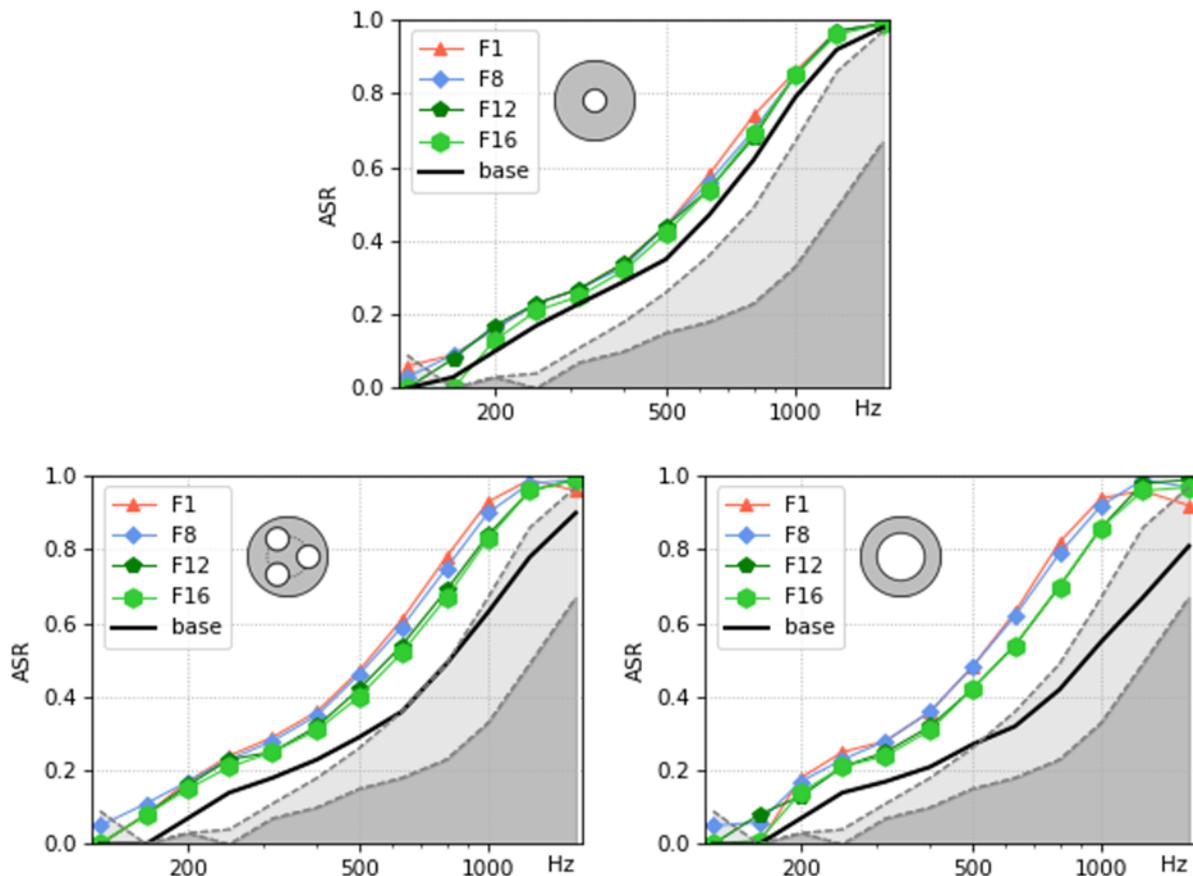


Рисунок 7 – Результаты измерения коэффициента шумопоглощения ASR для различных конфигураций полостей в слое вспененного материала заполненных разными насыпками, на фоне подложки из поролона 20 мм и образца поролона 30 мм (серые области) и образцов полостей без наполнения (base)

2.3 Магнитное удержание насыпки

Используя магнитные свойства исследуемых гранул, стало возможным применить расположенные внутри базового поролона магниты для формирования на его поверхности областей с подвешенными гранулами. Вначале было измерено, насколько значимо влияет магнитное поле на полный насыпной слой, исследованный в пункте 2.1.

Как можно видеть на рисунке 8, влияние четырёх магнитов слабое и без явной тенденции. Для девяти магнитов можно видеть сближение показателей шумопроницаемости насыпного слоя гранул дисперсности 200-800 мкм (F8) и исходного наноматериала.

Для измерений свойств локализованных областей насыпки ссыпалось всё, что не удерживается магнитами. Данные измерений коэффициента шумопоглощения представлены на рисунке 9.

Можно видеть, что остаточные области дают слабые добавочные значения шумопоглощения в большинстве случаев. Однако материал самой мелкой фракции F1 напротив, даёт максимальные добавочные значения. Опираясь на низкую шумопроницаемость слоя этой фракции, можно связать повышенное шумопоглощение либо с формированием мембранных областей, либо с запиранием в материале подложки отраженной звуковой волны.

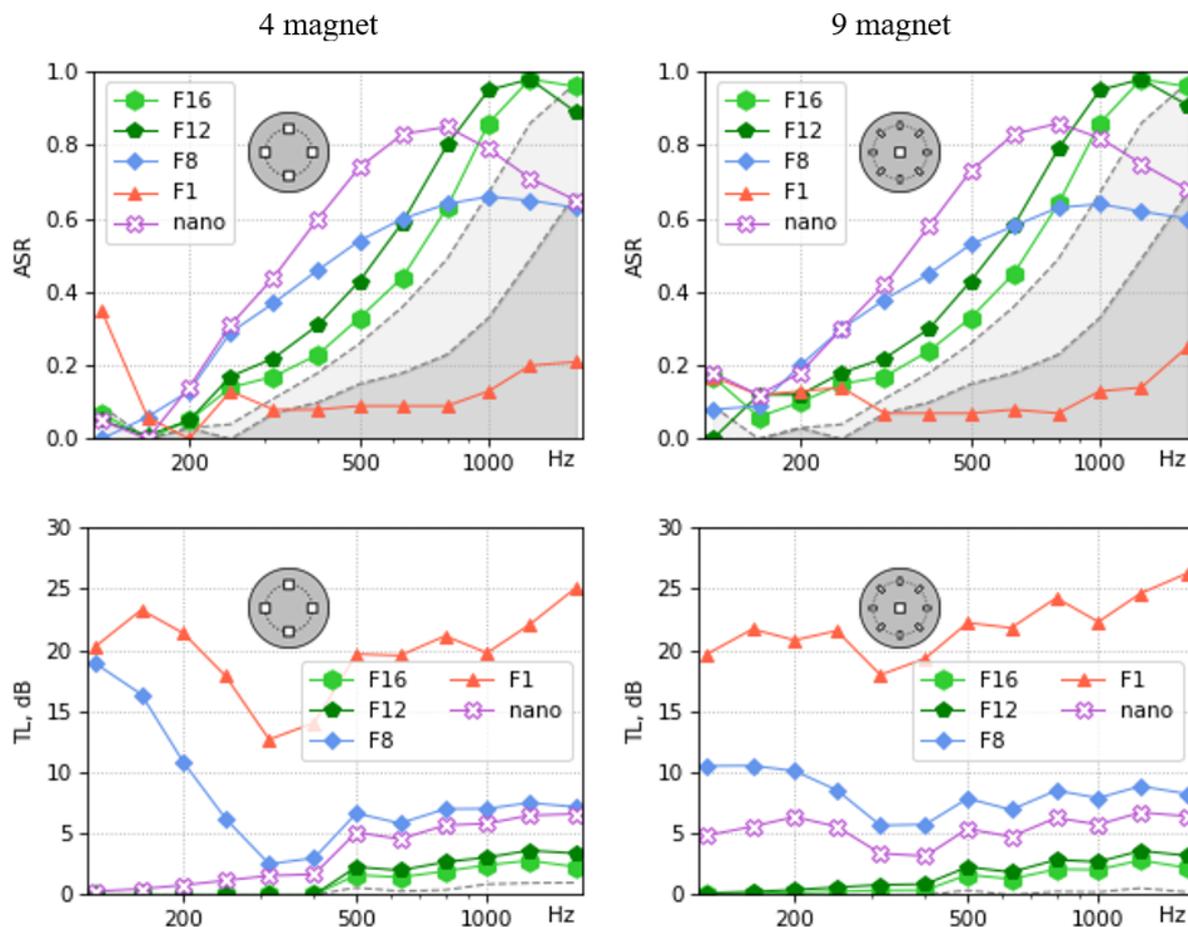


Рисунок 8 – Результаты измерений параметров ASR и TL для различных сыпучих слоёв толщины 10 мм на различных конфигурациях магнитов в слое вспененного материала, на фоне подложки из поролона 20 мм и образца поролона 30 мм (серые области)

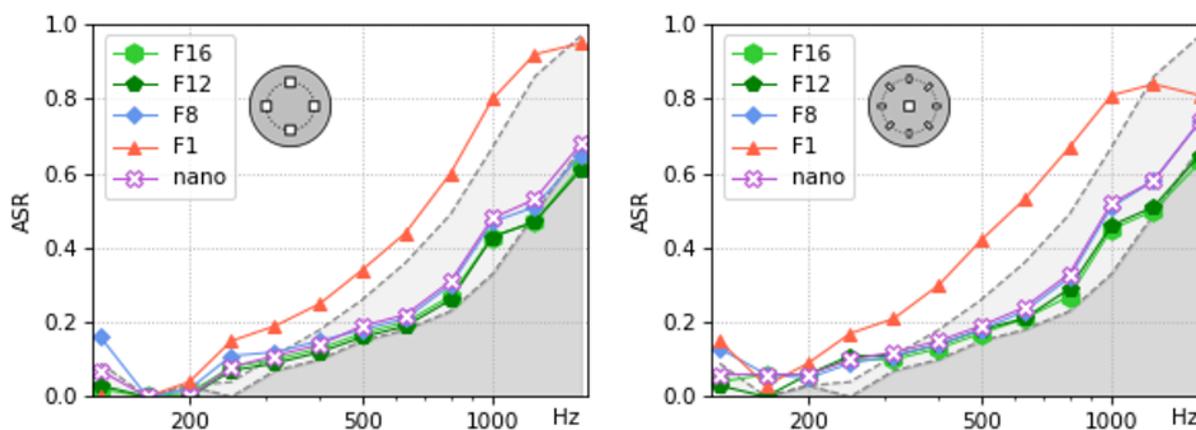


Рисунок 9 – Результаты измерений параметров ASR различных сыпучих материалов локализованных на магнитах в двух конфигурациях, на фоне подложки из поролона 20 мм и образца поролона 30 мм (серые области)

Интерес в такой конфигурации представляет также величина шумопроницаемости, так как лучший результат по шумопоглощению дала насыпка из самой малой фракции, которая в конфигурации сплошного слоя даёт, наоборот, низкие параметры шумопоглощения и сильно препятствует прохождению шума. Для сравнения были также

измерены параметры шумопроницаемости для двухстороннего удержания гранул на базе подложки с 9-ю магнитами. Результаты представлены на рисунке 10 для сыпучих материалов, показавших в сплошном слое максимальные значения TL – насыпки дисперсности 0-100 мкм (F1) и 200-800 мкм (F8), а также насыпки исходного нанопорошка.

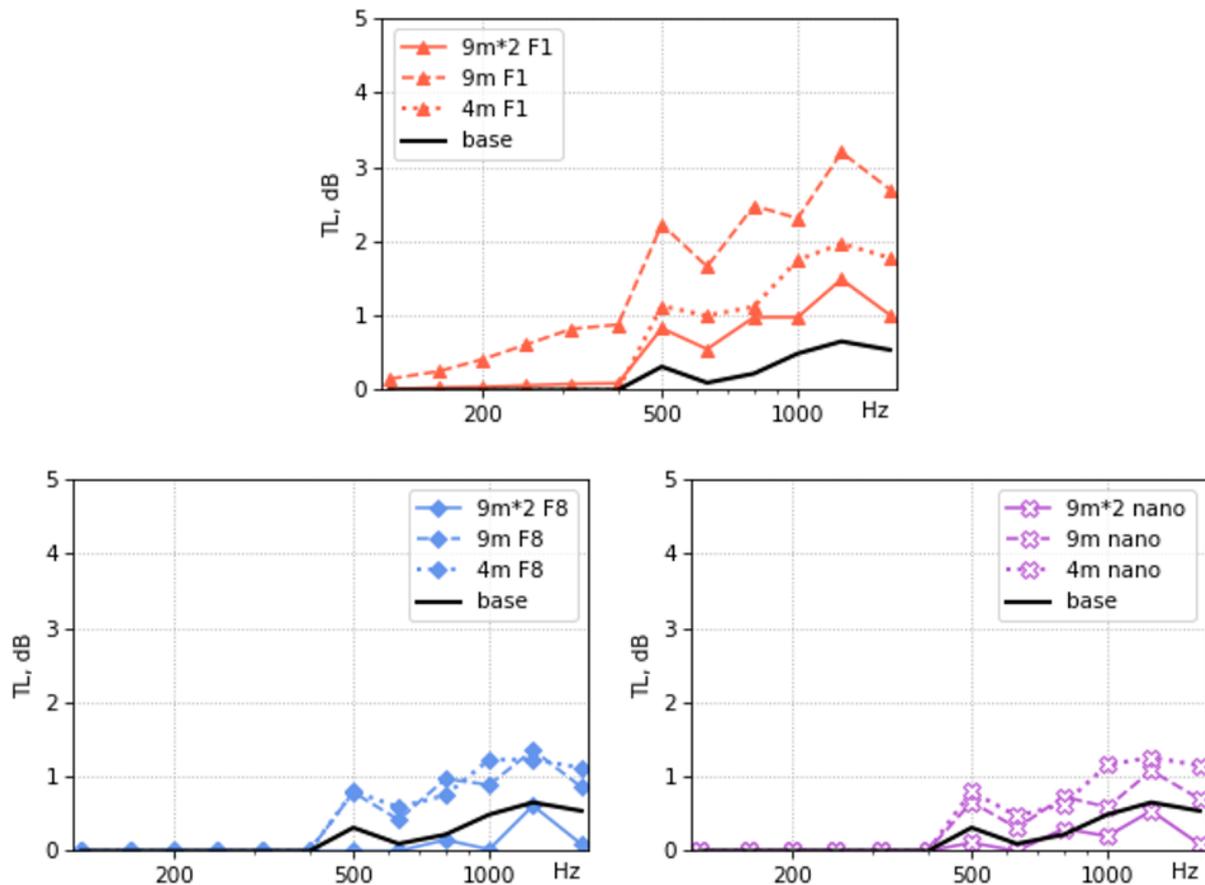


Рисунок 10 – Результаты измерений параметров TL разных сыпучих материалов, локализованных на магнитах в двух конфигурациях, а также для случая двухсторонней локализации, в сравнении с параметрами материала подложки

При такой конфигурации оставалась открытой значительная часть поролона, являющегося плохим шумоизолятором, также объем остаточного материала мал, поэтому для всех насыпок эффект снижения шумопроницаемости был мал. Тем не менее для гранул размерами менее 100 мкм (F1) наблюдается больший эффект, чем для других материалов, который растёт с увеличением числа магнитов, то есть объёма остаточного материала. Вероятнее всего, это объясняется формированием достаточно плотного слоя порошка, работающего как мембрана.

Интересный эффект наблюдается в шумопроницаемости двухстороннего образца. Можно предположить, что для образца фракции менее 100 мкм объем удерживаемого материала возрастёт, и шумопроницаемость уменьшится ещё сильнее, чем в одностороннем случае. Однако эффект оказался обратным для всех типов насыпки. Возможно, это связано с переотражением звуковых волн от второго слоя. Однако, то, что шумопроницаемость здесь выше, чем у базового поролона, говорит о возможном формировании дополнительного механизма передачи звуковой волны сквозь базовый слой.

2.4 Измерения конфигураций базового материала

Для полноты картины, можно рассмотреть более пристально параметры материала подложки и влияния на них магнитов. Данные представлены на рисунке 11.

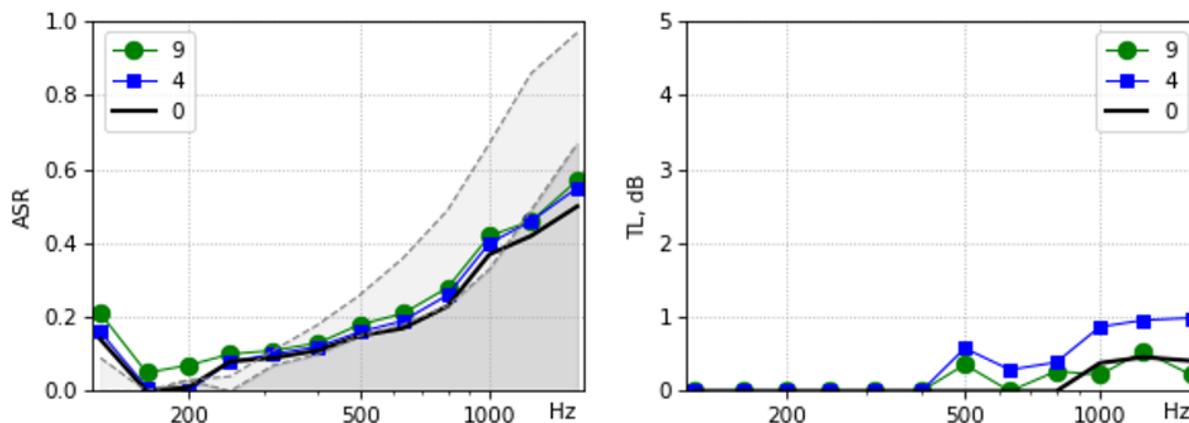


Рисунок 11 – Результаты измерений параметров ASR и TL подложек из вспененного материала толщины 20 мм с размещёнными в них магнитами

Можно видеть, что влияние магнитов на ASR крайне мало и скорее связано с неоднородностью вспененного материала и неодинаковостью изготовленных образцов. Это же можно сказать и об отличии значений от серой области, соответствующей значениям для поролона толщины 20 мм. Величины TL также слабо отличаются, хотя видно, что пропускание шума у образцов с магнитами хуже, чем у пустого образца. Однако численные значения скорее отличаются не из-за магнитов, а из-за случайных различий конкретных изготовленных образцов поролона.

3 Обсуждение результатов

Измерения показали, что насыпные слои гранул, полученных из нанопорошка магнетита, как и аналогичные слои из гранул на основе диоксида кремния, поглощают в разных диапазонах частот в зависимости от размеров. Описать этот эффект можно преобладанием эффектов разных типов абсорбера.

Фракция сыпучего материала с размерами более 800 мкм (F12 и F16) по характеристикам близка к вспененному материалу, поэтому можно считать, что такая насыпка действует как пористый материал и имеет эффективность при частотах более 600 Гц. Для такого материала важной является толщина слоя. В литературе указано, что толщина его для эффективного шумопоглощения должна быть более четверти длины звуковой волны. В данной конфигурации измерений и согласно схожести свойств, к толщине слоя сыпучего материала следует добавлять толщину слоя подложки. Итоговая суммарная толщина поглотителя около 30 мм.

Насыпной слой из гранул размерами от 200 до 800 мкм (F8), даёт эффективное шумопоглощение на гораздо меньших частотах (от 300 Гц) и, как следствие, при больших длинах волн. Это можно объяснить тем, что в таком слое длина звуковой волны эффективно меньше. Простое сложение толщин в данном случае не применимо.

Насыпной слой исходного нанопорошка обладает как высокой эффективностью на частотах начиная с 300 Гц, так и обладает более ярко выраженным пиком шумопоглощения на частоте порядка 600 Гц. Используя уже указанную оценку эффективной толщины слоя, равной четверти длины звуковой волны, и реальную толщину слоя нанопорошка в эксперименте 10 мм, можно заключить, что длина звуковой

волны при частоте 600 Гц должна быть 40 мм. Это соотношение соответствует скорости звука 30 м/с. В ряде экспериментальных работ указывается, что скорость звука в нанопорошке значительно (более чем в 6 раз) меньше, чем в воздухе. Таким образом, значение 30 м/с возможно для нанопорошков и может объяснить эффективность их шумопоглощения в средней области частот при малых толщинах рабочего слоя.

Гранулы с размером менее 100 мкм (F1) создают очень плотный насыпной слой и крайне плохо пропускают воздух. При создании насыпного слоя на вспененном материале образуется аналог мембраны. По насыпной плотности гранулята можно определить его погонную массу, а также определить параметры подложки мембраны. Однако, экспериментальные результаты не дают точного значения частоты пика. Во-первых, присутствует рост значения в диапазоне высоких частот. Во-вторых, при добавлении магнитов пик в области низких частот разрушается. Возможно, присутствуют эффекты расслоения, эффекты силы тяжести и эффекты от магнитного поля. Поэтому численный анализ мембранной эффективности мелкой фракции требует отдельного исследования.

Локальное расположение насыпного материала не даёт значимого увеличения эффективности для всех исследованных сыпучих материалов кроме фракции до 100 мкм (F1). Эффективность снижалась пропорционально уменьшению количества материала поглотителя. Однако, использование механизма магнитного удержания для локализации фракции менее 100 мкм (F1) только в отдельных областях, а не в сплошном слое, дало значимый эффект. По сути, 15 г гранул малой этой фракции, локализованные таким способом, дают эффективность шумопоглощения как 100 г более крупной фракции, размещенных сплошным слоем. Причины такого увеличения эффективности, по-видимому, связаны с многократным отражением звуковых волн, обошедших локализованные мембраны, сформированные плотным слоем мелкого гранулята.

Наблюдения эффекта увеличения шумопропускания образцов с двухсторонней локализацией материала за счёт областей магнитного поля указывает на возможную механическую связность гранул с разных сторон за счёт магнитного поля. Можно наблюдать, что частицы микронных фракций не ложатся плотным слоем, а выстраиваются в столбчатые структуры, как будто нанизанные на силовые линии поля, как показано на рисунке 12.

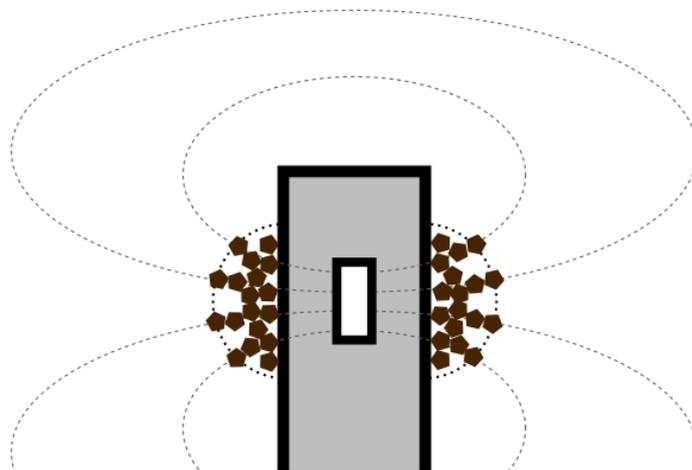


Рисунок 12 – Схема связи насыпных слоёв на разных сторонах через магнитное поле

При этом колебания ферромагнитных частиц, вызванные акустической волной, будут искажать магнитное поле как единое целое и на обратной стороне образца. Такое искажение может приводить к колебаниям частиц на обратной стороне, которые, в свою

очередь, будут создавать акустические волны с обратной стороны образца. Возможность использования этого эффекта требует отдельного исследования, так как потенциально он может стать основой для создания механизмов активного шумоподавления за счёт модуляции магнитного поля, или увеличение эффективности шумопоглощения за счёт использования гранул и слоёв разной дисперсности, связанных через магнитное поле.

Заключение

В работе проведено сравнительное исследование шумопоглощающих свойств ряда специфических сыпучих материалов на основе нанопористой керамической крошки на базе нанопорошка магнетита. Выявлены различия в спектрах шумопоглощения и шумопропускания для сыпучих материалов различной гранулометрии. Чем больше размер керамической крошки, тем выше частота наилучшего шумопоглощения. На толщине насыпного слоя порядка 10 мм на 20 мм подложки из вспененного материала был получен значительный прирост величины шумопоглощения.

Для фракции более 0,8 мм шумопоглощение имеет пик более 0,9 на частотах выше 1000 Гц. Для фракции размера 0,2-0,8 мм и исходного нанопорошка показатели шумопоглощения на частотах от 200 до 800 Гц доходят до 0,8 и 0,6 соответственно. Локализация насыпного слоя не имеет основополагающей роли, но создание примагнитченного слоя из мелких керамических гранул позволяет увеличить эффективность шумопоглощения. По-видимому, это происходит вследствие многократного прохождения звуковых волн в материале подложки. Так, фракция менее 100 мкм, локализованная на магнитах, размещённых в подложке, показала высокую эффективность шумопоглощения до 0,9 на частоте 1000 Гц. Эта фракция также показала высокую степень сопротивления прохождению звука до 20 дБ. Фракции размера 0,2-0,8 мкм и исходного нанопорошка показали значения в 7 и 5 дБ соответственно. Более крупные фракции, как и материал подложки, слабо препятствуют прохождению шума, и их коэффициент ослабления не превышает 1 дБ.

Эксперименты с двухсторонней локализацией сыпучего материала на магнитах показали возможность использования передачи энергии звуковой волны через магнитное поле, однако этот механизм требует отдельных исследований.

Исследования по получению нанопорошков проводятся в рамках Госзадания ИТПМ СО РАН (124021400038-1), часть работ по получению композиционных материалов выполнена в рамках Госзадания ИФМ СО РАН (FWSF-2024-0013) исследования новых шумопоглощающих композиционных материалов выполнены в рамках проекта РНФ №23-19-00258 (Московский Политех).

Список использованных источников

1. Bardakhanov S.P. [et al.] Hybrid sound-absorbing foam materials with nanostructured grit-impregnated pores // *Applied Acoustics*. 2018. Т. 139. Р. 69–74.
2. Зобов К.В. и др. Шумопоглощающие свойства нанопористых керамических гранул диоксида кремния // *Акустический журнал*. 2025. Т. 71, № 5.
3. Jacobsen F. [et al.] *Fundamentals of acoustics and noise control*. 2008.
4. Bardakhanov S.P., Trufanov D.Yu., Zavjalov A.P. New Type of Medium – Gases with High Concentration of Nanoparticles // *SJPhys*. 2017. Т. 12, № 2. Р. 100–110.
5. Bardakhanov S.P., Joo S.W. Hot-Wire Anemometry for Velocity Measurements in Nanopowder Flows // *Journal of Fluids Engineering*. American Society of Mechanical Engineers, 2009. Т. 131, № 3. Р. 034501.

6. Zobov K.V. [et al.] Study of the sound diffusion in the nanopowder thick layer. Novosibirsk, Russia, 2023. P. 030084.
7. Bardakhanov S.P. [et al.] Investigation of acoustic waves propagation and flow in nanodispersed medium // Thermophysics and Aeromechanics. 2011. T. 18, № 1. P. 25–30.
8. Mazrouei-Sebdani Z. [et al.] A review on silica aerogel-based materials for acoustic applications // Journal of Non-Crystalline Solids. 2021. T. 562. P. 120770.
9. Budtova T. [et al.] Acoustic Properties of Aerogels: Current Status and Prospects // Adv Eng Mater. 2023. T. 25, № 6. P. 2201137.
10. Begum H. [et al.] The acoustical properties of tetraethyl orthosilicate based granular silica aerogels // The Journal of the Acoustical Society of America. 2021. T. 149, № 6. P. 4149–4158.
11. Lee C.-M., Wang Y.S. A prediction method of the acoustical properties of multilayered noise control materials in standing wave-duct systems // Journal of Sound and Vibration. Academic Press, 2006. T. 298, № 1–2. P. 350–365.
12. Lee C.-M., Xu Y. A modified transfer matrix method for prediction of transmission loss of multilayer acoustic materials // Journal of Sound and Vibration. 2009. T. 326, № 1–2. P. 290–301.
13. ISO 10534: 1998, Acoustics – Determination of sound absorption coefficient and impedance in impedance tubes – Part 2: Transfer-function method.
14. ASTM E1050 – 10: 2010, Standard test method for impedance and absorption of acoustical materials using a tube, two microphones and a digital frequency analysis system.
15. Bardakhanov S.P. [et al.] Nanopowder production based on technology of solid raw substances evaporation by electron beam accelerator // Materials Science and Engineering: B. 2006. T. 132, № 1–2. P. 204–208.
16. Gaponenko V.R., Bardakhanov S.P., Trufanov D.Yu. Influence of temperature on the properties of free loaded inorganic oxide nano powders // Steklo i Keramika. - т. 96, №10 (2023) - P. 10-20

References

1. Bardakhanov S.P. [et al.] Hybrid sound-absorbing foam materials with nanostructured grit-impregnated pores // Applied Acoustics. - 2018. - Vol. 139. - P. 69–74.
2. Zobov K.V. and others. Noise-absorbing properties of nanoporous ceramic granules of silicon dioxide // Acoustical Physics. - 2025. - Vol. 71, N 5.
3. Jacobsen F. [et al.] Fundamentals of acoustics and noise control. 2008.
4. Bardakhanov S.P., Trufanov D.Yu., Zavjalov A.P. New Type of Medium – Gases with High Concentration of Nanoparticles // SJPhys. - 2017. - Vol. 12, N 2. - P. 100–110.
5. Bardakhanov S.P., Joo S.W. Hot-Wire Anemometry for Velocity Measurements in Nanopowder Flows // Journal of Fluids Engineering. American Society of Mechanical Engineers. - 2009. - Vol. 131, N 3. - P. 034501.
6. Zobov K.V. [et al.] Study of the sound diffusion in the nanopowder thick layer. Novosibirsk, Russia, 2023. - P. 030084.
7. Bardakhanov S.P. [et al.] Investigation of acoustic waves propagation and flow in nanodispersed medium // Thermophysics and Aeromechanics. - 2011. - Vol. 18, N 1. - P. 25–30.
8. Mazrouei-Sebdani Z. [et al.] A review on silica aerogel-based materials for acoustic applications // Journal of Non-Crystalline Solids. - 2021. - Vol. 562. - P. 120770.
9. Budtova T. [et al.] Acoustic Properties of Aerogels: Current Status and Prospects // Adv Eng Mater. - 2023. - Vol. 25, N 6. - P. 2201137.

10. Begum H. [et al.] The acoustical properties of tetraethyl orthosilicate based granular silica aerogels // The Journal of the Acoustical Society of America. - 2021. - Vol. 149, N 6. - P. 4149–4158.
11. Lee C.-M., Wang Y.S. A prediction method of the acoustical properties of multilayered noise control materials in standing wave-duct systems // Journal of Sound and Vibration. Academic Press, - 2006. - Vol. 298, N 1–2. - P. 350–365.
12. Lee C.-M., Xu Y. A modified transfer matrix method for prediction of transmission loss of multilayer acoustic materials // Journal of Sound and Vibration. - 2009. - Vol. 326, N 1–2. - P. 290–301.
13. ISO 10534: 1998, Acoustics – Determination of sound absorption coefficient and impedance in impedance tubes – Part 2: Transfer-function method.
14. ASTM E1050 – 10: 2010, Standard test method for impedance and absorption of acoustical materials using a tube, two microphones and a digital frequency analysis system.
15. Bardakhanov S.P. [et al.] Nanopowder production based on technology of solid raw substances evaporation by electron beam accelerator // Materials Science and Engineering: B. - 2006. - Vol. 132, N 1–2. - P. 204–208.
16. Gaponenko V.R., Bardakhanov S.P., Trufanov D.Yu. Influence of temperature on the properties of free loaded inorganic oxide nano powders // Steklo i Keramika. - Vol. 96, N 10 (2023) - P. 10-20

УДК: 519.71, 629.4.015, 62-752, 534.015

OECD: 02.03.IU, 02.03.PU

Оптимизация резонансных режимов работы вибрационных технологических машин

Елисеев А.В.^{1*}, Кузнецов Н.К.², Миронов А.С.³

¹К.т.н., доцент, доцент кафедры «Математика»,

²Д.т.н., профессор, зав. кафедрой «Конструирование и стандартизация в машиностроении»,

³Соискатель ученой степени кандидата технических наук,

^{1,3}Иркутский государственный университет путей сообщения,

²Иркутский национальный исследовательский технический университет,

^{1,2,3}г. Иркутск, РФ

Аннотация

Рассматривается проблема оценки, формирования и коррекции динамического качества резонансных режимов работы вибрационных технологических машин для уплотнения бетонных смесей. Цель работы – разработка метода оптимизации параметров механической колебательной системы с двумя степенями свободы, обеспечивающего максимальную ширину резонансного пика амплитудно-частотной характеристики при выполнении требований к резонансной частоте и амплитуде динамической податливости рабочего органа, а также коэффициенту вибрационной передачи на опорную поверхность, отображающему особенности виброизоляции. Используется методология структурного математического моделирования, позволяющая представлять механическую колебательную систему в виде динамически эквивалентной схемы системы автоматического управления и анализировать её с помощью передаточных функций. Для решения задачи предложен графоаналитический подход к минимизации энергетического функционала, характеризующего кривизну амплитудно-частотной характеристики в точке резонанса. В результате численного эксперимента для вибростенда уплотнения бетонной смеси определены оптимальные параметры, обеспечивающие увеличение ширины резонансного пика амплитудно-частотной характеристики в восемь раз при условии выполнения динамических и виброизоляционных требований. Полученные результаты демонстрируют принципиальную возможность повышения динамического качества резонансных режимов без ухудшения их основных эксплуатационных показателей.

Ключевые слова: вибрационная машина, резонансный режим, оптимизация, динамическая податливость, виброизоляция, механическая колебательная система, структурное математическое моделирование

Optimization of resonant operating modes of vibrating technological machines

Eliseev A.V.^{1}, Kuznetsov N.K.², Mironov A.S.³*

¹*Ph.D, Associate Professor of the Department of Mathematics,*

²*D.Sc., Professor, Head of the Department of Design and Standardization in Mechanical Engineering,*

³*Academic degree applicant,*

^{1,3}*Irkutsk State Transport University, ²Irkutsk National Research Technical University,*

^{1,2,3}*Irkutsk, Russia*

*E-mail: eavsh@ya.ru (Елисеев А.В.)

Abstract

The problem of evaluation, formation and correction of the dynamic quality of resonant operating modes of vibrating technological machines for compaction of concrete mixtures is considered. The aim of the work is to develop a method for conditional optimization of the parameters of a mechanical oscillatory system with two degrees of freedom, which ensures the maximum width of the resonant peak of the amplitude–frequency response while meeting the requirements for the resonant frequency and amplitude of dynamic compliance of the working body, as well as the coefficient of vibration transmission to the support surface, reflecting the features of vibration isolation. The methodology of structural mathematical modeling is used, which makes it possible to represent a mechanical oscillatory system as a dynamically equivalent circuit of an automatic control system and analyze it using transfer functions. To solve the problem, a graphoanalytical approach to minimizing the energy functional characterizing the curvature of the amplitude-frequency response at the resonance point is proposed. As a result of a numerical experiment, optimal parameters have been determined for a concrete compaction stand that ensure an 8-fold increase in the width of the resonant peak of the amplitude-frequency response, provided that dynamic and vibration-proofing requirements are met. The results obtained demonstrate the fundamental possibility of improving the dynamic quality of resonant modes without compromising their basic performance.

Keywords: vibration machine, resonance mode, optimization, dynamic compliance, vibration isolation, mechanical oscillatory system, structural mathematical modeling

Введение

Широкое распространение в промышленности получили вибрационные технологические машины, использующие для повышения энергоэффективности режимы резонанса. Примерами служат машины для уплотнения рабочих сред, вибрационные грохоты, мельницы, стенды для динамических испытаний [1-2]. Преимущества резонансных машин выражаются в их энергоэффективности, когда на определенной частоте внешние силовые возмущения вызывают существенные колебания рабочих органов [3-11]. Ключевой недостаток – неустойчивость этого режима, проявляющаяся в «срывах с резонанса» при незначительных изменениях параметров системы или частоты возбуждения, что связано с недостаточной шириной резонансного пика амплитудно-частотной характеристики [12-13].

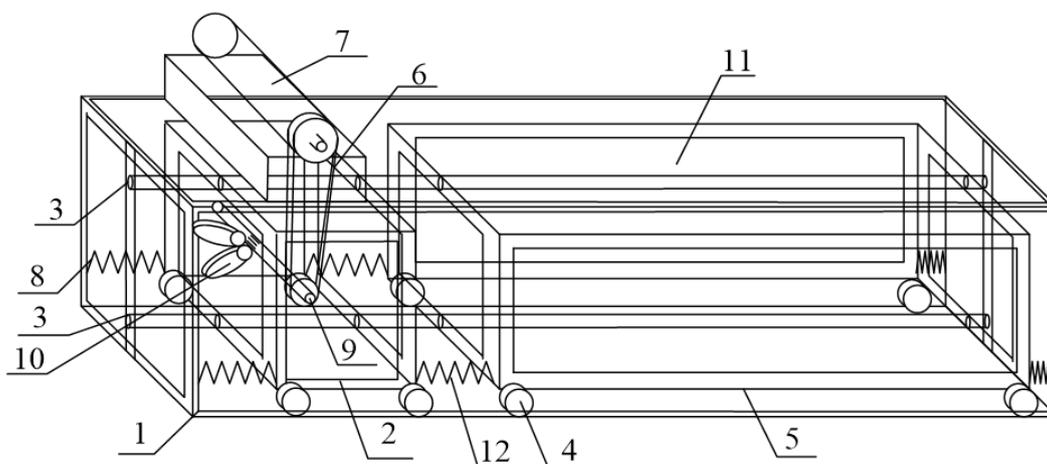
Традиционный подход к расширению резонансного пика за счет увеличения демпфирования неприемлем, так как он напрямую снижает амплитуду колебаний, ухудшая основную рабочую характеристику машины [14-18]. Дополнительно существует проблема обеспечения необходимого уровня виброизоляции, характеризующейся коэффициентом вибрационной передачи возмущений с вибровозбудителя на опорную поверхность [19].

Таким образом, актуальной является задача разработки методов формирования динамического качества, которое, с одной стороны, обеспечивало бы требуемые частоту и амплитуду колебаний рабочего органа, а с другой – увеличивало бы ширину резонансного пика при сохранении заданного уровня виброизоляции. Настоящая статья посвящена оптимизации динамического качества резонансных режимов на основе методологии структурного математического моделирования и методов условной оптимизации.

1 Основные положения. Постановка задачи

Модельный экспериментальный вибрационный стенд представляет собой прямоугольный корпус-каркас, внутри которого установлен рабочий орган в виде короба

6 с бетонной смесью 11 и вибрационный возбудитель 2, снабженный валом 9, передающим движение двум дебалансам 10. Корпус 1, рабочий орган 5 и вибрационный возбудитель 2 соединены между собой упруго-демпфирующими элементами 8, 12 и стержнями-ограничителями 3, направляющими движения рабочего органа и вибрационного возбудителя в форме продольных возвратно-поступательных колебаний относительно положения статического равновесия. Рабочий орган, имеющий форму контейнера с бетонной смесью, перемещается на колесах по нижним ребрам корпуса, выполняющим роль рельсов. Сверху на корпусе 1 установлен асинхронный двигатель 7, вал которого посредством клинового ремня 6 соединен с валом 9 вибровозбудителя 2, создающего направленные силовые возмущения посредством вращающихся в противоположные стороны двух дебалансов 10. Направленные колебания вибрационного возбудителя через упруго-демпфирующие элементы 12 передаются на рабочий орган 5 с бетонной смесью 11 (рисунок 1).



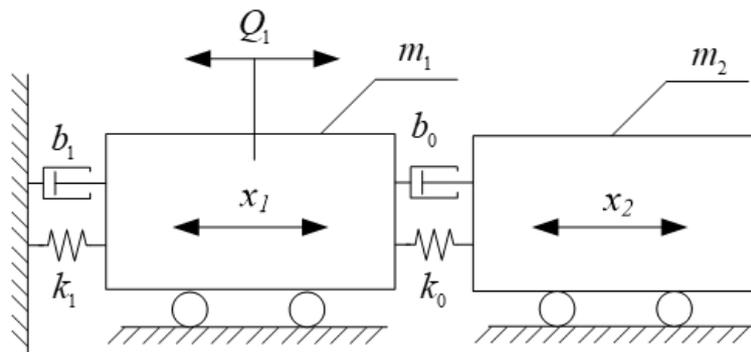
- 1 – корпус вибростенда, 2 – корпус вибровозбудителя, 3 – стержни-ограничители,
 4 – колеса, 5 - рабочий орган, 6 – клиновой ремень, 7 – двигатель,
 8 – упруго-демпфирующие элементы, 9 – вал вибровозбудителя, 10 – дебалансы,
 11 – бетонная смесь, 12 – упруго-демпфирующие элементы между вибровозбудителем
 и рабочим органом

Рисунок 1 – Принципиальная схема вибрационного стенда для уплотнения бетонной смеси

На основе принципиальной схемы (рисунок 1) может быть составлена расчетная схема, отображающая существенные особенности динамических взаимодействий элементов системы (рисунок 2).

Элемент m_1 представляет собой массу вибрационного возбудителя, m_2 -массу рабочего органа. Воздействие со стороны вращающихся дебалансов представлено внешним силовым возмущением Q_1 . Предполагается, что частота внешнего силового возмущения совпадает с первой частотой резонанса системы. Приложение силового возмущения с частотой свободных колебаний системы приводит к резонансным колебаниям рабочего органа. Динамические особенности работы вибрационной технологической машины определяются формой резонансного пика. Узкий резонансный пик увеличивает вероятность срывов с резонанса, в то время как широкий – снижает её. Динамическое качество работы резонансного режима определяется заданными частотой и амплитудной колебаний рабочего органа, а также коэффициентом передачи возмущений от вибрационного возбудителя на опорную поверхность. Рассматриваются малые

установившиеся колебания системы относительно положения статического равновесия. На форму резонансного пика можно влиять путем изменения параметров системы: массы, жесткости и вязкого трения. Расширение резонансного пика может быть достигнуто увеличением сил вязкого трения; но увеличение сил вязкого трения одновременно приводит к уменьшению высоты резонансного пика, что негативно влияет на эффективность работы машины в резонансном режиме. Базовой гипотезой служит предположение о существовании параметров, которые увеличивали бы ширину резонансного пика, оставляя неизменными значения динамической податливости рабочего органа и коэффициента вибрационной передачи силовых возмущений на опорную поверхность.



b_1, b_0 – демпфирующие элементы, k_1, k_0 – упругие элементы, m_1, m_2 – массы,
 Q_1 – внешнее силовое возмущение гармонической формы

Рисунок 2 – Расчетная схема вибрационной технологической машины

В качестве задачи исследования выбрана разработка методов и средств, обеспечивающих максимальную ширину резонансного пика амплитудно-частотной характеристики, при условии сохранения параметров резонансного режима - частоты, амплитуды динамической податливости рабочего органа, коэффициента вибрационной передачи.

2 Математическая модель

На основе расчетной схемы (рисунок 2) строится математическая модель двухмассовой вибрационной технологической машины в рамках методологии структурного математического моделирования [20-22]. В качестве обобщенных координат x_1, x_2 рассматриваются смещения сосредоточенных масс m_1, m_2 относительно положений статических равновесий. Для составления системы дифференциальных уравнений Лагранжа 2-ого рода используются выражения для кинетической, потенциальной энергий, а также для функции рассеивания, отображающей особенности сил трения:

$$T = \frac{1}{2}m_1\dot{x}_1^2 + \frac{1}{2}m_2\dot{x}_2^2, \quad (1)$$

$$\Pi = \frac{1}{2}k_1x_1^2 + \frac{1}{2}k_0(x_2 - x_1)^2, \quad (2)$$

$$F = \frac{1}{2}b_1\dot{x}_1^2 + \frac{1}{2}b_0(\dot{x}_2 - \dot{x}_1)^2. \quad (3)$$

На основе выражений (1)-(3) система уравнений Лагранжа 2-ого рода принимает матричный вид:

$$M\ddot{x} + B\dot{x} + Kx = q, \tag{4}$$

где $M = \begin{pmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{pmatrix}$ – матрица массинерционных коэффициентов;
 $B = \begin{pmatrix} b_1 + b_0 & -b_0 \\ -b_0 & b_1 \end{pmatrix}$ – матрица коэффициентов демпфирования; $K = \begin{pmatrix} k_1 + k_0 & -k_0 \\ -k_0 & k_1 \end{pmatrix}$
– матрица жесткости; $x = \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \end{pmatrix}$ – вектор обобщенных координат; $q = \begin{pmatrix} Q_1 \\ 0 \end{pmatrix}$ – вектор силовых возмущений.

Система дифференциальных уравнений (4) под действием интегрального преобразования Лапласа с учетом нулевых начальных условий приводится к системе алгебраических уравнений:

$$(Mp^2 + Bp + K) X = Q, \tag{5}$$

где X, Q – изображения Лапласа функций-оригиналов x и q , $p = j\omega$, $j = \sqrt{-1}$ – мнимая единица [23].

Алгебраическая система (5) представляется в виде структурной схемы эквивалентной в динамическом отношении системы автоматического управления (рисунок 3).

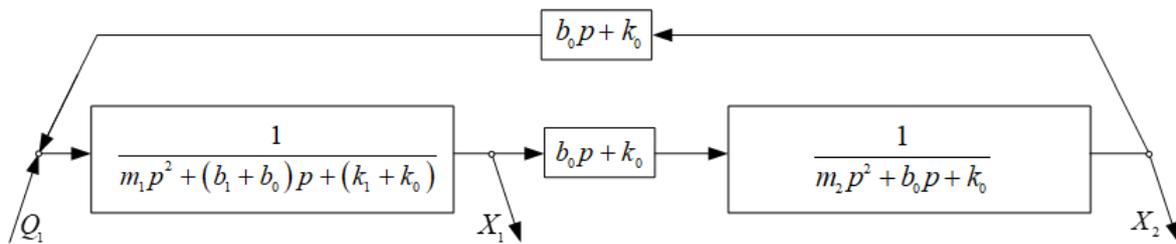


Рисунок 3 – Структурная схема механической колебательной системы на рисунке 2, $p = j\omega$, $j = \sqrt{-1}$

Динамические особенности механической колебательной системы в установившихся формах движения определяются с помощью передаточных функций:

$$W_1(p) = \frac{X_1}{Q}, \tag{6}$$

$$W_2(p) = \frac{X_2}{Q}, \tag{7}$$

$$W_{R1}(p) = \frac{(k_1 + b_1p) X_1}{Q}. \tag{8}$$

Амплитудно-частотные характеристики соответствующих передаточных функций (6)-(8) имеют вид:

$$A_1(\omega) = \left| \frac{X_1}{Q} \right|_{p=j\omega}, \tag{9}$$

$$A_2(\omega) = \left| \frac{X_2}{Q} \right|_{p=j\omega}, \tag{10}$$

$$A_{R1}(\omega) = \left| \frac{(k_1 + j\omega) X_1}{Q} \right|_{p=j\omega}. \quad (11)$$

На основе амплитудно-частотных характеристик можно выразить совокупность условий на частоты, амплитуды обобщенных координат, силовых возмущений и реакций опорных поверхностей:

$$\omega_{res} = C_0, \quad (12)$$

$$A_2(\omega_{res}) = C_1, \quad (13)$$

$$R_1(\omega_{res}) = R_{01}, \quad (14)$$

где C_0 – частота резонанса (рад/с), C_1 – значение динамической податливости (м/Н), R_{01} – уровень вибрационной передачи от инерционного возбудителя на опорную поверхность (Н/Н).

В целом система имеет 6 параметров $\{m_1, m_2, b_0, b_1, k_0, k_1\}$. Наличие 6-ти параметров с учетом трех условий (12)-(14) позволяет рассматривать ширину резонансного пика в зависимости от трех параметров. Локальной характеристикой, отображающей ширину резонансного пика амплитудно-частотной характеристики, может выступать кривизна, рассчитанная в точке локального максимума:

$$\frac{1}{R_{cr}} = \frac{|A_2''(\omega_{res})|}{\left(1 + (A_2'(\omega_{res}))^2\right)^{\frac{3}{2}}}. \quad (15)$$

Здесь и далее $A_2' = dA_2/d\omega$ и $A_2'' = d^2A_2/d\omega^2$ обозначают первую и вторую производные амплитудно-частотной характеристики $A_2(\omega)$ по частоте ω .

Рассчитанный в точке локального максимума, радиус кривизны принимает упрощенный вид:

$$\frac{1}{R_{cr}} = |A_2''(\omega_{res})|. \quad (16)$$

Для определения параметров, обеспечивающих максимальную ширину резонансного пика, может быть поставлена задача условной минимизации:

$$\begin{aligned} A_2''(\omega_{res})^2 &\rightarrow \min \\ \omega_{res} &= C_0 \\ A_2(\omega_{res}) &= C_1 \\ R_1(\omega_{res}) &= R_{01}. \end{aligned} \quad (17)$$

Задача условной оптимизации заключается в определении таких параметров, которые, с одной стороны, обеспечивают заданную частоту резонанса, амплитуду колебаний обобщенной координаты на резонансной частоте, и заданное значение коэффициента вибрационной передачи, с другой стороны, достигается минимальная кривизна. В качестве критерия оптимизации используется кривизна амплитудно-частотной характеристики, вычисленная в частоте резонанса.

Для системы с трением расчет резонансных частот производится из условий равенства нулю производных от амплитудно-частотных характеристик, записанных в аналитической форме.

Для систем с малым трением вместо резонансных частот, вычисленных как частоты, доставляющие локальный экстремум амплитудно-частотных характеристик

динамической податливости, могут быть вычислены близкие к ним частоты свободных колебаний системы, аналогичной исходной, но в предположении, что силы трения не учитываются. Для системы без учета трения частоты свободных колебаний вычисляются в аналитической форме на основе характеристического уравнения. Близость резонансной частоты ω_{res} и частоты свободных колебаний ω_{sob} системы без учета трения позволяет сформулировать задачу условной оптимизации в ослабленной постановке, заключающейся в замене частоты резонанса ω_{res} на частоту свободных колебаний ω_{sob} . Близость собственной частоты ω_{sob} к резонансной ω_{res} определяется на основе малости первой производной амплитудно-частотной характеристики. Поэтому может быть сформулирована задача в слабой постановке, для которой критерием оптимальности служит взвешенная сумма первой и второй производной:

$$\begin{aligned} (A_2'(\omega_{sob}))^2 + \delta \cdot (A_2''(\omega_{sob}))^2 &\rightarrow \min \\ \omega_{sob} &= C_0 \\ A_2(\omega_{sob}) &= C_1 \\ R_1(\omega_{sob}) &= R_{01}. \end{aligned} \quad (18)$$

Можно полагать, что при малых силах трения задачи в постановке (17), (18) обеспечивают близкие решения, но решение в слабой постановке позволяет выразить условия на параметры в аналитической форме.

3 Структура условий в параметрах амплитудно-частотных характеристик динамической податливости и коэффициента вибрационной передачи

Передаточные функции W_1, W_2 (6)-(7) системы, отображаемой структурной схемой (рисунок 3), являются решением матричного уравнения:

$$(Mp^2 + Bp + K)W = e_1, \quad (19)$$

где $W = \begin{pmatrix} W_1 \\ W_2 \end{pmatrix}$ – вектор передаточных функций, $e_1 = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \end{pmatrix}$ – вектор координаты приложения внешнего возмущения. Вектор передаточных функции W может быть представлен в виде:

$$W = \xi_1 U_1 + \xi_2 U_2, \quad (20)$$

где ξ_1, ξ_2 – искомые переменные, U_1, U_2 – векторы, отображающие формы собственных колебаний, являются решениями обобщенной задачи на собственные числа.

$$KU_1 = \omega_{1sob}^2 MU_1, \quad KU_2 = \omega_{2sob}^2 MU_2. \quad (21)$$

Собственные числа ω_{1sob}^2 и ω_{2sob}^2 соответствуют собственным векторам U_1, U_2 . Для векторов U_1, U_2 и собственных чисел ω_{1sob}^2 и ω_{2sob}^2 справедливы условия ортогональности:

$$\langle MU_1, U_2 \rangle = 0, \quad \langle MU_2, U_1 \rangle = 0, \quad \langle KU_1, U_2 \rangle = 0, \quad \langle KU_2, U_1 \rangle = 0, \quad (22)$$

где $\langle \cdot, \cdot \rangle$ – скалярное произведение. Дополнительно предполагается, что выполнены условия нормировки:

$$\langle MU_1, U_1 \rangle = 1, \langle MU_2, U_2 \rangle = 1, \langle KU_1, U_1 \rangle = \omega_{1sob}^2, \langle KU_2, U_2 \rangle = \omega_{2sob}^2. \quad (23)$$

Представление вектора передаточных функций W с помощью форм U_1, U_2 позволяет выразить амплитудно-частотные характеристики через координаты ξ_1, ξ_2 в упрощенном виде и получить условия в аналитическом виде в зависимости от собственных частот ω_{1sob}^2 и ω_{2sob}^2 . В частности, условие на фиксированное значение C_0 собственной частоты ω_{1sob} принимает вид:

$$k_1 = \frac{C_0^2 (C_0^2 m_1 m_2 - k_0 m_1 - k_0 m_2)}{C_0^2 m_2 - k_0}. \quad (24)$$

Условие на постоянство амплитудно-частотной характеристики динамической податливости рабочего органа A_2 имеет вид:

$$C_1^2 = \frac{b_0^2 C_0^2 + k_0^2}{\left((C_0 (b_0 k_1 + b_1 k_0) - C_0^3 ((b_0 + b_1) m_2 + b_0 m_1))^2 + (C_0^4 m_1 m_2 - C_0^2 ((k_0 + k_1) m_2 + b_0 b_1 + k_1 m_0) + k_0 k_1)^2 \right)}. \quad (25)$$

Условие на постоянство амплитудно-частотной характеристики передаточного коэффициента виброизоляции R_1 имеет вид:

$$R_{01}^2 = \frac{(m_2 C_0^4 + (b_0^2 - 2k_0 m_2) C_0^2 + k_0^2) (b_1^2 C_0^2 + k_1^2)}{\left((C_0 (b_0 k_1 + b_1 k_0) - C_0^3 ((b_0 + b_1) m_2 + b_0 m_1))^2 + (C_0^4 m_1 m_2 - C_0^2 ((k_0 + k_1) m_2 + b_0 b_1 + k_1 m_0) + k_0 k_1)^2 \right)}. \quad (26)$$

Системный анализ зависимостей между параметрами системы с учетом условий (24)-(26) позволяет охарактеризовать роль отдельных факторов в формировании динамического качества резонансного режима работы вибрационной технологической машины. Базовым методом исследования служит графоаналитический подход.

4 Графоаналитический метод определения оптимальных параметров на основе критерия динамического качества

На рисунке 4а представлены зависимости коэффициента демпфирования b_1 от массы рабочего органа m_2 при различных значениях коэффициента демпфирования b_0 . Зависимости коэффициента демпфирования от массы носят сложный характер, особенности которого определяются значением b_0 , рассматриваемого в качестве независимого параметра.

На рисунке 4б представлена зависимость массы m_1 от массы m_2 для различных значений коэффициента вязкого трения b_0 . Представленная зависимость отображает монотонный характер связи между массами m_1, m_2 . Полученные выражения позволяют рассматривать значения C_0, C_1, R_1 как параметры системы, величины m_2, k_0, b_0 как независимые переменные, величины m_1, b_1, k_1 как зависимые переменные. Подстановка полученных выражений в энергетический функционал позволяет свести задачу к поиску минимума функции трех независимых переменных.

В качестве наглядного варианта определения локального минимума может быть рассмотрена зависимость от одной переменной, к примеру, от массы m_2 , в предположении, что значения параметров k_0, b_0 фиксированы.

Для определения оптимальных параметров системы интерес представляют точки локальных минимумов целевых функций, рассматриваемых в зависимости от группы свободных переменных. В частности, на основе зависимости от одного конкретного параметра, к примеру, от массы m_2 может быть построен график в точке локального минимума (рисунок 5а). Такой график позволяет определить оптимальную массу рабочего органа. Для учета особенностей обеих функций $(d^2A_2/d\omega^2)^2$, $(dA_2/d\omega)^2$ для определения оптимального параметра может быть рассмотрена так называемая взвешенная энергетическая функция, представляющая собой сумму значений, один из слагаемых которой умножен на весовой коэффициент (рисунок 5б). Взвешенная энергетическая функция также позволяет построить алгоритм поиска минимума, но дополнительно учитывает особенности второй производной.

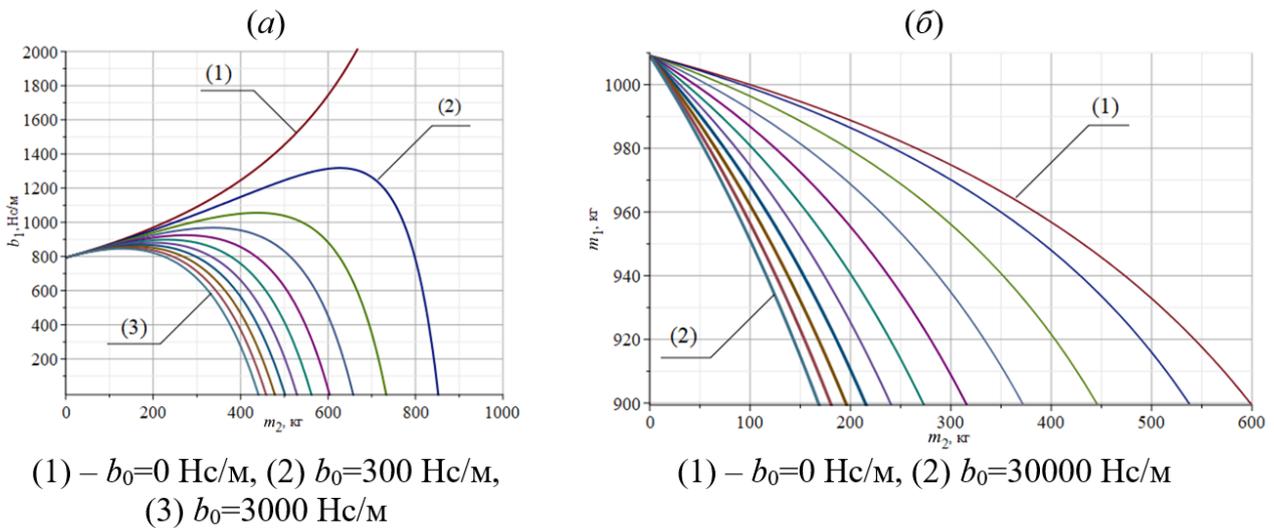


Рисунок 4 – Зависимости между параметрами системы: а - зависимость b_1 от массы m_2 для различных значений коэффициента b_0 , изменяющегося в диапазоне 0 – 3000 Нс/м с шагом 300 Нс/м; б – Зависимость m_1 от массы m_2 для различных значений коэффициента b_0 , изменяющегося в диапазоне 0 – 30000 Нс/м с шагом 3000 Нс/м

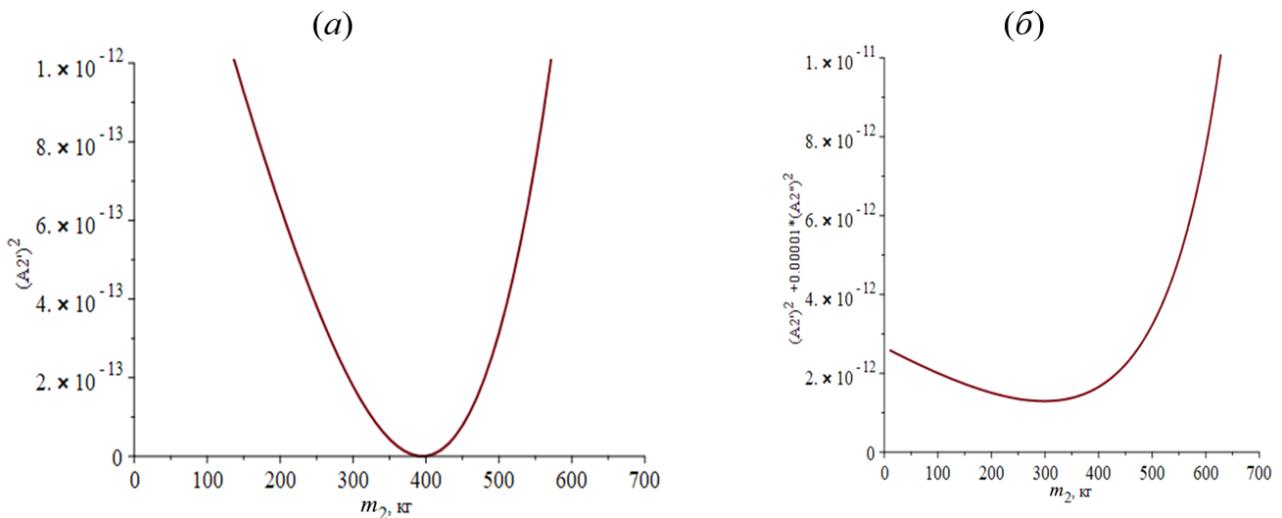


Рисунок 5 – Графики минимизируемой функции: а - критерий $(dA_2/d\omega)^2$ в зависимости от m_2 . Критерий пологости резонансного пика; б - весовая энергетическая функция, оптимизируемая в зависимости от m_2

На основе оптимального критического параметра, доставляющего минимум взвешенному энергетическому функционалу (18), вычисляются зависимые параметры, определяемые условиями оптимизации (24)-(26) (таблица 1). Масса m_2 выбрана в качестве варьируемого параметра, значения которого однозначно определяют параметры m_1 , b_1 , k_1 . В общем случае в качестве варьируемых параметров могут быть выбраны три параметра m_2 , b_0 и k_0 . Для наглядности анализа рассматривается частный случай, когда параметры b_0 и k_0 фиксированы, а параметр m_2 – изменяется с целью поиска наилучшего динамического качества.

Таблица 1 – Результаты оптимизации параметров системы

Названия параметров	Исходные значения	Оптимальные значения
m_1 , кг	100	[975]
m_2 , кг	1000	300*
b_0 , Нс/м	80	80
b_1 , Нс/м	800	[1079,4]
k_0 , Н/м	10^6	10^6
k_1 , Н/м	10^7	[1,26·10 ⁶]
$(dA_2/d\omega)^2$	$1,86 \cdot 10^{-12}$	$1 \cdot 10^{-13}$
$(d^2 A_2/d\omega^2)^2$	1,117	0,001
$(dA_2/d\omega)^2 + \delta(d^2 A_2/d\omega^2)^2$	$1,004 \cdot 10^{-8}$	$1,295 \cdot 10^{-12}$
Ширина резонансного пика, рад/с	0,073	0,708

Примечание: Звездочка * означает, что m_2 является ключевой независимой переменной в задаче минимизации, значения в скобках [] определяются как зависимые переменные.

В результате оптимизации масса рабочего органа m_2 уменьшена в три раза, жесткость k_1 в 8 раз, коэффициент b_1 увеличен в 1,3 раза; в совокупности изменения параметров ширина резонансного пика увеличена в 8 раз. Особенности изменения зависят от фиксированных параметров b_0 , k_0 . Результаты оптимизации по одному независимому параметру, в частности m_2 , могут быть наглядно представлены с помощью построения амплитудно-частотных характеристик, соответствующих набору оптимальных параметров.

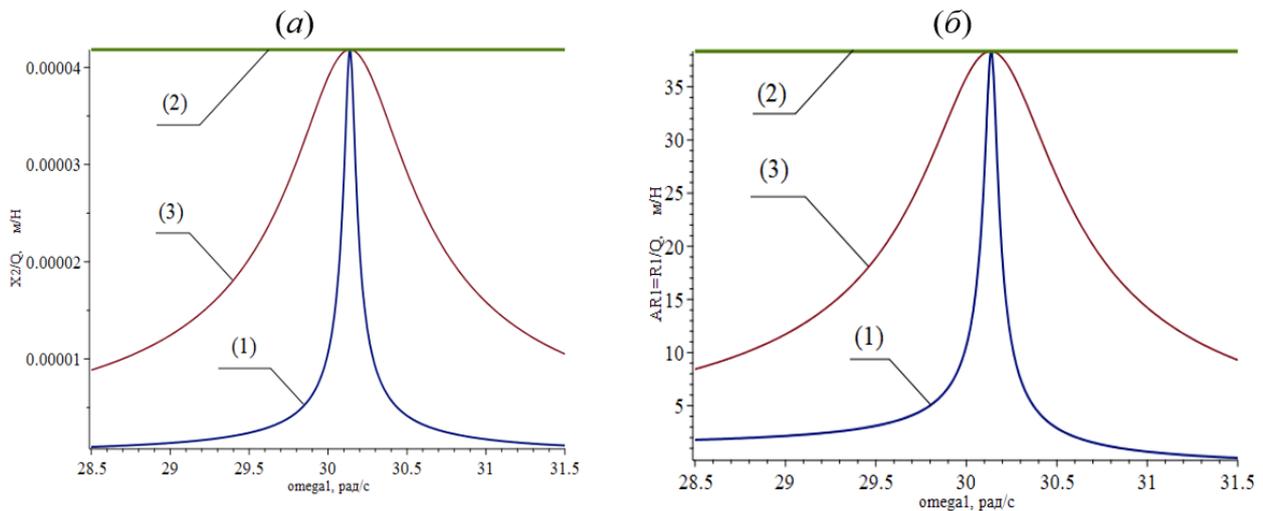
5 Анализ результатов

Для верификации результата оптимизации проведен сравнительный анализ амплитудно-частотных характеристик исходной и оптимизированной систем. На рисунке 6а представлены графики соответствующих амплитудно-частотных характеристик динамической податливости рабочего органа, демонстрирующие существенное изменение формы резонансного пика в результате оптимизации (рисунок 6а, линия 3) исходной амплитудно-частотной характеристики (рисунок 6а, линия 1). В частности, видно, что система сохранила свои динамические характеристики: значение резонансной частоты и амплитуды в этой частоте (рисунок 6а, линия 2).

Дополнительно необходимо отметить, что изменение ширины резонансного пика динамической податливости рабочего органа не привело к изменению характеристик

вибрационной изоляции, в рамках данной постановки задачи коэффициент вибрационной передачи остается неизменным при варьировании ширины резонансного пика (рисунок 6б).

Результат оптимизации наглядно представлен с помощью амплитудно-частотных характеристик динамической податливости (рисунок 6а) и коэффициентов вибрационной передачи (рисунок 6б) для оптимальных (линии 3) и исходных (линии 1) параметров. Варьирование параметров системы оставляет значение коэффициента вибрационной передачи неизменным.



1 – не оптимизированная кривая,
3 – оптимизированная кривая,
2 – уровень требований к амплитуде

1 – не оптимизированная кривая,
3 – оптимизированная кривая,
2 – требуемый уровень виброизоляции

Рисунок 6 – Результат оптимизации по параметру m_2 : а - амплитудно-частотные характеристики динамической податливости рабочего органа; б - коэффициент вибрационной передачи на опорную поверхность

Таким образом, оптимизация динамического качества в рамках поставленной задачи позволяет существенно расширить величину резонансного пика, сохранив ключевые динамические особенности неизменным.

Графические материалы подготовлены с использованием программного пакета символьной арифметики [24].

Заключение

Проведенное исследование позволило разработать метод оптимизации параметров резонансных вибрационных машин, направленный на повышение устойчивости рабочего режима без ухудшения основных эксплуатационных показателей.

Научная новизна работы заключается в комплексной постановке задачи условной оптимизации с многокритериальными ограничениями, использовании критерия ширины резонансного пика и применении методологии структурного моделирования для анализа механических колебательных систем.

Практическая значимость подтверждена результатами численного эксперимента для вибростенда уплотнения бетонных смесей. Оптимизация параметров позволила увеличить ширину резонансного пика амплитудно-частотных характеристик динамической податливости рабочего органа в 8 раз при сохранении требуемых значений резонансной частоты, амплитуды колебаний и коэффициента вибропередачи.

Перспективы дальнейших исследований связаны с учетом нелинейных характеристик системы, адаптацией метода для систем с большим числом степеней свободы, интеграцией с методами конечно-элементного анализа для оптимизации распределенных параметров конструкции, а также разработкой адаптивных систем управления.

Список использованных источников

1. Вибрации в технике: справочник в 6-ти томах / Ред. совет: В.Н. Челомей (пред.). – М.: Машиностроение. 1981. Т.4. Вибрационные процессы и машины / Под ред. Э.Э Лавенделла. 1981. – 504 с.
2. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. – М.: КомКнига, 2006. – 439 с.
3. Крюков. Б. И. Динамика вибрационных машин резонансного типа. Киев: Наукова думка, 1967. - 208 с.
4. Альтшуль Г.М., Гуськов А.М., Пановко Г.Я. Динамика резонансной вибромашины с равночастотной подвеской рабочего органа и дебалансным возбудителем колебаний // Обогащение руд. - 2022. - N 1. - С. 51-55.
5. Krestnikovskiy K., Panovko G., Shokhin A. Developing system of automatic control resonant mode of a vibrating machine // Vibroengineering PROCEDIA. - 2016. - Vol. 8. - P. 208–212.
6. Panovko G., Shokhin A. Resonant adjustment of vibrating machines with unbalance vibroexciter. problems and solutions. Smart Innovation, Systems and Technologies. - 2020. - Т. 154. - С. 51-62.
7. Лян И.П., Пановко Г.Я., Шохин А.Е. Математическое моделирование процесса настройки вибромашины на резонансный режим при изменении массы технологической нагрузки // В сборнике: XXXIV Международная инновационная конференция молодых ученых и студентов по современным проблемам машиноведения. Сборник трудов конференции. Москва, 2022. - С. 129-136
8. Лян И.П., Пановко Г.Я., Шохин А.Е. К вопросу об энергопотреблении вибрационных технологических машин // В сборнике: XXXI Международная инновационная конференция молодых ученых и студентов по проблемам машиноведения (МИКМУС - 2019). Сборник трудов конференции, 2020. - С. 334-337.
9. Svyshch T., Lanets O. , Maistruk P., Derevenko I., Nazar I., and Khomych I. , «Modeling the operation of an eccentric-pendulum resonant vibration stand for testing aviation industry products,» Vibroengineering Procedia, Vol. 59, pp. 34–40, Sep. 2025, <https://doi.org/10.21595/vp.2025.25064>
10. Kapalo R., Lanets O., Maistruk P., Voitovich A., Nazar I., and Khomych I., «Mathematical modeling of the operation of a resonant vibration stand with an inertial exciter and hydraulic coupling for testing aviation industry products,» Vibroengineering Procedia, Vol. 59, pp. 28–33, Sep. 2025, <https://doi.org/10.21595/vp.2025.25059>
11. Денисенко А.Ф., Гаспарова Л.Б. Оценка резонансных режимов привода главного движения токарного станка с бесступенчатым регулированием // Транспортное машиностроение. - 2022. - N 9. - С. 11-21.
12. Гнездилов А. А. О реализации резонансных режимов технологических вибрационных машин // Вестник Алтайского государственного аграрного университета. - 2019. - N 1. - С. 159–163.
13. Федоренко И.Я., Рыбин С.Н., Штерновский А.В. Система удержания вибрационной технологической машины в резонансном режиме работы // Вестник Алтайского государственного аграрного университета. - 2023. – N 12. - С. 76-83.

14. Зедгенизов В.Г., Файзов С.Х. Влияние точки приложения вынуждающей силы в двухмассовой колебательной системе на ее энергоэффективность // Вестник Сибирского государственного автомобильно-дорожного университета. - 2023. - Т. 20, N 1. - С. 12-23.
15. Зедгенизов В.Г., Файзов С.Х. Исследование влияния основных параметров двухмассовой колебательной системы на ее динамические характеристики // iPolytech Journal. - 2022. - Т. 26, N 2. - С. 164-172.
16. Елисеев А.В., Кузнецов Н.К., Зедгенизов В.Г., Миронов А.С. Разработка методов и средств управления динамическим состоянием и виброизоляцией вибрационных технологических машин // Транспортное, горное и строительное машиностроение: наука и производство. - 2025. - N 32. - С. 22-29.
17. Елисеев А.В., Миронов А.С. Графоаналитический метод синтеза параметров двухмассной резонансной системы с заданной амплитудно-частотной характеристикой // Journal of Advanced Research in Technical Science. - 2025. - N 49. - С. 30-36.
18. Елисеев А.В., Кузнецов Н.К., Миронов А.С. Системный подход к стабилизации амплитуд в резонансных вибрационных испытаниях с учетом требований к виброизоляции // В сборнике: Современные авиационные технологии. International Conference on Aviation Engineering. материалы XVII Международной научно-практической конференции. Иркутск, 2025. - С. 76-87.
19. Елисеев С.В., Резник Ю.Н., Хоменко А.П., Засядко А.А. Динамический синтез в обобщенных задачах виброзащиты и виброизоляции технических объектов. Иркутск: Изд.-во ИГУ, 2008. - 523 с.
20. Eliseev S.V Theory of oscillations. Structural mathematical modeling in problems of dynamics of technical objects / Eliseev S.V., Eliseev A.V. Cham, 2019. - 521 p.
21. Eliseev, A.V. Structural Mathematical Modeling Applications in Technological Machines and Transportation Vehicles. Hershey, PA: IGI Global, 2023. <https://doi.org/10.4018/978-1-6684-7237-8>
22. Eliseev, A. V. & Kuznetsov, N. K. Mathematical Modeling in Machine Transport Dynamics. IGI Global Scientific Publishing. 2026, - 330 p. <https://doi.org/10.4018/979-8-3373-0447-2>
23. Lurie, A.I. Operational calculus and application in technical applications. М.: Nauka, 1959. - 368 p.
24. Maple. - [Электронный ресурс]. - URL: <https://www.maplesoft.com> (дата обращения: 22/10/2025).

References

1. Vibrations in technology: reference book in 6 volumes/Ed. advice: V.N. Chelomey (previous). - М.: Mechanical engineering. 1981. Т.4. Vibration processes and machines/Ed. E. E. Lavendell. 1981. - 504 p.
2. Timoshenko S.P. Fluctuations in engineering. - М.: KomKniga, 2006. - 439 p.
3. Krukov B. I. Dynamics of vibration machines of resonant type. Kyiv: Naukova Dumka, 1967. - 208 p.
4. Altshul G.M., Guskov A.M., Panovko G.Ya. Dynamics of resonant vibration machine with equal-frequency suspension of the working body and unbalanced vibration exciter//Ore concentration. -2022. - N 1. - P. 51-55.
5. Krestnikovskiy K., Panovko G., Shokhin A. Developing system of automatic control resonant mode of a vibrating machine // Vibroengineering PROCEDIA. - 2016. - Vol. 8. - P. 208–212.

6. Panovko G., Shokhin A. Resonant adjustment of vibrating machines with unbalance vibroexciter. problems and solutions. Smart Innovation, Systems and Technologies. - 2020. - Т. 154. - P. 51-62.
7. Liang I.P., Panovko G.Ya., Shokhin A.E. Mathematical modeling of the process of tuning a vibration machine to a resonant mode when the mass of the technological load changes//In the collection: XXXIV International Innovative Conference of Young Scientists and Students on Modern Problems of Mechanical Science. Collection of conference proceedings. Moscow, 2022. - P. 129-136
8. Liang I.P., Panovko G.Ya., Shokhin A.E. On the issue of power consumption of vibration technological machines//In the collection: XXXI International Innovative Conference of Young Scientists and Students on Machine Science (MICMUS - 2019). Collection of conference proceedings, 2020. - P. 334-337.
9. Svyshch T., Lanets O. , Mastruk P., Derevenko I., Nazar I., and Khomych I. , «Modeling the operation of an eccentric-pendulum resonant vibration stand for testing aviation industry products,» Vibroengineering Procedia, Vol. 59, P. 34–40, Sep. 2025, <https://doi.org/10.21595/vp.2025.2506>
10. Kapalo R., Lanets O., Mastruk P., Voitovich A., Nazar I., and Khomych I., «Mathematical modeling of the operation of a resonant vibration stand with an inertial exciter and hydraulic coupling for testing aviation industry products,» Vibroengineering Procedia, Vol. 59, pp. 28–33, Sep. 2025, <https://doi.org/10.21595/vp.2025.2505>
11. Denisenko A.F., Gasparova L.B. Assessment of resonant drive modes of the main movement of a stepless lathe//Transport engineering. - 2022. - N 9. - pp. 11-21.
12. Gnezdilov A. A. On the implementation of resonant modes of technological vibration machines//Bulletin of the Altai State Agrarian University. - 2019. - N 1. - P. 159-163.
13. Fedorenko I.Ya., Rybin S.N., Shternovsky A.V. System for holding a vibration technological machine in resonant operation//Bulletin of Altai State Agrarian University. - 2023. - N 12. - P. 76-83.
14. Zedgenizov V.G., Fayzov S.Kh. The influence of the point of application of the forcing force in a two-mass oscillatory system on its energy efficiency//Bulletin of the Siberian State Automobile and Road University. - 2023. - Т. 20, N 1. - P. 12-23.
15. Zedgenizov V.G., Fayzov S.Kh. Study of the effect of the main parameters of a two-mass oscillatory system on its dynamic characteristics//iPolytech Journal. - 2022. - Т. 26, N 2. - P. 164-172.
16. Eliseev A.V., Kuznetsov N.K., Zedgenizov V.G., Mironov A.S. Development of methods and means for controlling the dynamic state and vibration isolation of vibration technological machines//Transport, mining and construction engineering: science and production. - 2025. - N 32. - P. 22-29.
17. Eliseev A.V., Mironov A.S. Graphoanalytical method for the synthesis of parameters of a two-mass resonance system with a given amplitude-frequency characteristic//Journal of Advanced Research in Technical Science. - 2025. - N 49. - P. 30-36.
18. Eliseev A.V., Kuznetsov N.K., Mironov A.S. Systematic approach to stabilization of amplitudes in resonance vibration tests, taking into account the requirements for vibration isolation//In the collection: Modern aviation technologies. International Conference on Aviation Engineering. materials of the XVII International Scientific and Practical Conference. Irkutsk, 2025. - P. 76-87.
19. Eliseev S.V., Reznik Yu.N., Khomenko A.P., Zasyadko A.A. Dynamic synthesis in generalized problems of vibration protection and vibration isolation of technical objects. Irkutsk: ISU Publishing House, 2008. - 523 p.
20. Eliseev S.V Theory of oscillations. Structural mathematical modeling in problems

of dynamics of technical objects / Eliseev S.V., Eliseev A.V. Cham, 2019. - 521 p.

21. Eliseev, A.V. Structural Mathematical Modeling Applications in Technological Machines and Transportation Vehicles. Hershey, PA: IGI Global, 2023. <https://doi.org/10.4018/978-1-6684-7237-8>

22. Eliseev, A. V. & Kuznetsov, N. K. Mathematical Modeling in Machine Transport Dynamics. IGI Global Scientific Publishing. 2026, 330 p. <https://doi.org/10.4018/979-8-3373-0447-2>

23. Lurie, A.I. Operational calculus and application in technical applications. M.: Nauka, 1959. - 368 p.

24. Maple. - [Electronic resource]. - URL: <https://www.maplesoft.com> (accessed on 22/10/2025).

УДК: 504.055

OECD: 01.03.AA ACOUSTICS

Исследование и снижение шума подвижного состава метрополитена в КНР

Сяо Шусинь¹, Туркина Н.Р.^{2*}, Буторина М.В.³¹Аспирант кафедры «Механика деформируемого твердого тела»²К.т.н., доцент, доцент кафедры «Механика деформируемого твердого тела»³Д.т.н., доцент, профессор кафедры «Техносферная безопасность и вычислительная механика»^{1,2,3}Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ»
им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, РФ

Аннотация

В работе рассматривались источники шума на станциях метрополитена в Китае. Представлены результаты измерения виброакустического воздействия в помещениях распространенной в КНР односводчатой станции метрополитена. Далее был определен основной по интенсивности источник звука в метрополитене – система колесо-рельс. С помощью программного комплекса SolidWorks на основе метода конечных элементов проведено моделирование колеса вагона метрополитена. Особое внимание в работе уделялось моделированию конструкций колеса и расчету собственных частот и форм колебаний. Научная новизна работы заключается в определении максимального массового участия конструкции колеса на третьей собственной частоте. Результаты расчета показали хорошую сходимость с экспериментальными данными. Авторами был предложен вариант бюджетного изменения конструкции для снижения шума установкой вибродемпфирующих накладок без снижения прочности конструкции колеса. Проведен расчет запаса прочности, даны практические рекомендации.

Ключевые слова: метро, источники шума, система колесо-рельс, собственные частоты, формы колебаний, снижение шума, запас прочности

Research and reduction of noise from subway rolling stock in China

Xiao Shuxin¹, Turkina N.R.^{2*}, Butorina M.V.³¹Postgraduate student in the Department of Mechanics of Deformable Solids²Ph.D., Associate Professor, Associate Professor of the Department of Mechanics
of Deformable Solids³D.Sc., Associate Professor, Professor of the Department of Technosphere Safety and
Computational Mechanics^{1,2,3}Baltic State Technical University 'VOENMEH', St. Petersburg, Russia

Abstract

This paper examined noise sources in Chinese subway stations. Measurements of vibroacoustic impacts in the interiors of single-vault subway stations, a common feature in China, are presented. The primary source of sound intensity in subway stations – the wheel-rail system was then identified. Using the SolidWorks software package and the finite element method, a subway car wheel was simulated. Particular attention was paid to

*E-mail: turkina_nr@voenmeh.ru (Туркина Н.Р.)

modeling the wheel's structure and calculating its natural frequencies and vibration modes. The scientific novelty of this work lies in determining the maximum mass contribution of the wheel at the third natural frequency. The calculation results showed good agreement with experimental data. The authors proposed a cost-effective design modification to reduce noise by installing vibration damping pads without compromising the wheel's structural strength. They calculated the safety margin and provided practical recommendations.

Keywords: metro, noise sources, wheel-rail system, natural frequencies, vibration modes, noise reduction, safety margin

Введение

В современном обществе одно из важных мест занимают пассажирские перевозки. Их роль важна как в социальной, так и в экономической сферах. Практически ежедневно каждый житель мегаполиса пользуется услугами городского пассажирского транспорта, без развития которого трудно представить жизнедеятельность современного мегаполиса [1]. Темпы развития городской застройки, увеличение населения, вынос крупных промышленных предприятий за пределы городов обуславливают необходимость развития транспортной инфраструктуры, создание новых маршрутов, использование все большего количества транспортных средств. Первостепенными задачами обеспечения пассажирских перевозок местного, локального значения являются скорость перевозок и обеспечение безопасности пассажиров.

В условиях стремительного роста парка личного автотранспорта одну из ключевых ролей в обеспечении вышеуказанных задач выполняет городской рельсовый транспорт и, в частности, метрополитен, который является на сегодняшний день одним из самых быстрых и популярных видов городского транспорта. Скорость строительства метро в КНР очень высокая, в среднем за последние годы строилось более 1000 км линий в год, что значительно опережает другие страны. Это обусловлено масштабным инвестированием в транспортную инфраструктуру, а также применением современных технологий.

1 Источник и анализ проблемы

Шум на сегодняшний день является одним из самых неблагоприятных физических факторов, воздействующих на здоровье человека. Это обусловлено массовостью воздействия повышенных уровней шума. По различным экспертным оценкам, в больших мегаполисах повышенным уровнем шума подвергается от трети до половины населения. Шум рельсового транспорта находится по массовости воздействия на третьем месте после авиационного и автомобильного транспорта. При этом, конечно, воздействие на население шума открытых линий метрополитена в процентном отношении не столь велико, однако в абсолютных величинах от шума открытых линий метрополитена страдают несколько сотен тысяч человек. Учитывая, что строительство открытых линий метро становится все более популярным, проблема повышенного шума, генерируемого метропоездами, начинает приобретать все более актуальный характер.

1.1 Основные источники шума в метрополитене

Обычно метрополитен представляет собой систему пассажирских и служебных помещений, позволяющих осуществлять транспортировку пассажиров и работу систем в условиях большого пассажиропотока. Основными пассажирскими помещениями типовых станций метрополитена являются: вестибюль станции, расположенный

в надземной части станции, эскалаторный тоннель (для станций глубокого заложения), платформенный зал (подземная часть станции) и в некоторых случаях пересадочный коридор между станциями.

Приведем пример источников шума на наиболее распространенной в КНР станции метрополитена – односводчатой (уровень заложения в расчет не принимался). Эскалаторный тоннель содержит по 3 эскалатора с каждой стороны. Станция имеет 2 пути следования поездов.

Были рассмотрены уровни шума и вибрации в следующих помещениях станции метрополитена – двух эскалаторных тоннелей и платформенного зала станции.

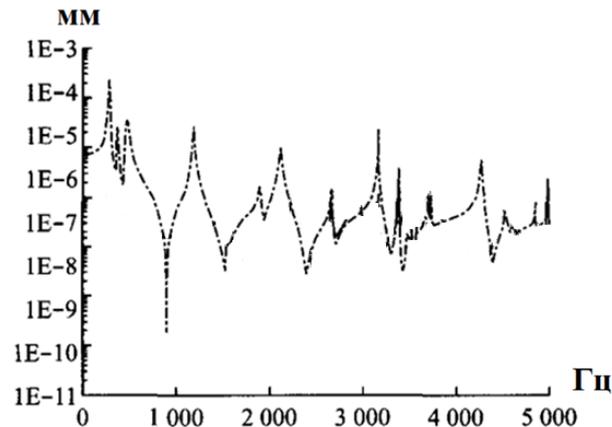


Рисунок 1 – Результаты измерения вибрационного смещения на платформе станции метрополитена

Также были проведены измерения уровней шума на рабочих местах дежурного персонала станции [1]-[2]. Согласно результатам измерений уровней шума, в платформенном зале станции превышение предельно допустимых уровней составляет 25-26 дБА для эквивалентного уровня звука и 20-23 дБА для максимального уровня звука. Основной вклад в процессы шумообразования вносит шум от движения подвижных составов. Анализ составляющих, входящих в общее излучение от подвижного состава, показал, что имеются три важных отдельных источника излучения, формирующий звуковое поле:

- шум движущегося состава, возникающий в системе «колесо-рельс»;
- шум работы электродвигателя и другого оборудования поезда при отправлении со станции.

Было установлено, что при прибытии на станцию электродвигатель подвижного состава не задействован, либо имеет минимальную нагрузку. Излучаемый при этом шум определяется как шум взаимодействия «колесо-рельс» (при расчете суммарной звуковой нагрузки при въезде состава на станцию в шуме от системы «колесо-рельс» шум двигателей не учитывался). Самым интенсивным шум электродвигателя является во время отправления поезда со станции. Полученные характеристики источников шума в платформенном зале представлены в таблице 1.

В расчете уровней шума в платформенном зале не была учтена работа вентиляции и эскалаторов, т. к. данные источники не вносят ощутимого вклада в шумовую картину помещения. Для пассажирских помещений обычно используют комплексы шумозащитных мероприятий, позволяющие снизить уровни шума, как в источнике образования, так и на пути распространения шума. При этом данные мероприятия не требуют кардинального технологического переоборудования станций (замены подвижных составов метрополитена) и позволяют добиться достижения допустимых уровней шума на рабочих местах.

Таблица 1 – Характеристики источников шума в платформенном зале

Источник шума	Уровни звукового давления (дБ) в октавных полосах, Гц								
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Система «колесо-рельс»	78	75	74	83	83	79	73	67	60
Шум электродвигателя	76	69	74	81	83	80	74	67	60

2 Снижение шума в системе «колесо-рельс»

В качестве шумозащитного мероприятия для снижения уровней шума в помещении платформенного зала авторами рекомендовано оборудование бесстыкового пути, как мероприятие, направленное на снижение шума в самом источнике образования (система «колесо-рельс») [3]-[4].

Для снижения уровней шума в платформенном зале станций метрополитена рекомендуется введение дополнительной эквивалентной площади звукопоглощения на стены и потолок в виде звукопоглощающего материала. По результатам представленных в работах [5]-[6] расчетов, эффективность данного шумозащитного мероприятия составляет 2-8 дБА в зоне отраженного шума. Основным мероприятием, направленным на снижение шума на пути его распространения, является установка сплошного барьера (звукоизолирующей перегородки, стенки), отделяющего источник шума от пассажиров, как это сделано на станциях метрополитена Китая и России (рисунок 2). Такие мероприятия позволяют значительно снизить уровни шума на пассажирском перроне.

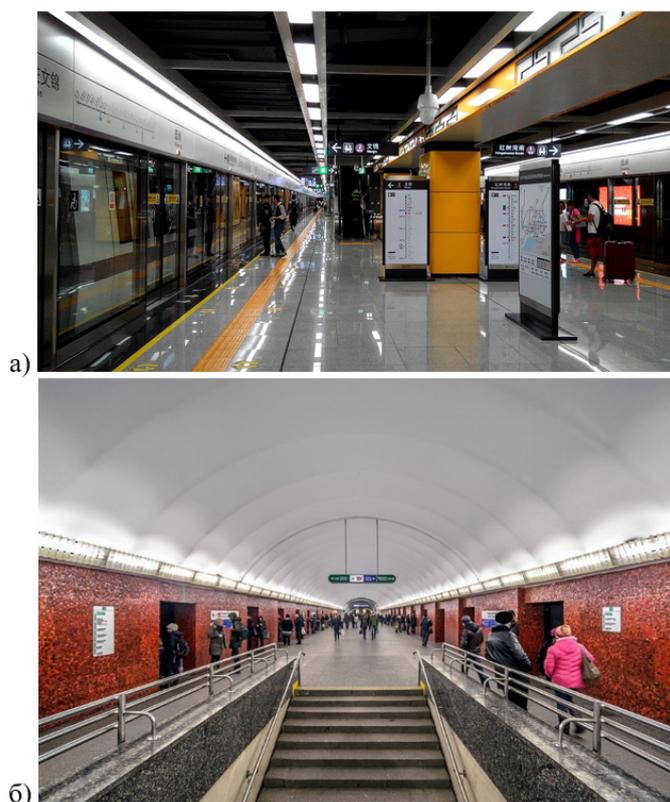


Рисунок 2 – Звукоизолирующие перегородки на станциях метро: а) КНР – станция метро в г. Шеньжень [7], б) РФ – станция метро в г. Санкт-Петербург [8]

Как видно из предыдущего анализа ситуации, основные мероприятия по снижению шума рассчитаны на статичное расположение элементов шумозащиты. Основным источником шума является система «колесо-рельс», рассматриваемая в данной работе.

3 Методы и порядок проведения акустических расчетов в конечно-элементном комплексе SolidWorks

С точки зрения оценки напряженного состояния в любой точке тела, по теории упругости и механике сплошной среды [9]-[10] описывается следующий подход: действующие в теле напряжения раскладываются по граням элементарного параллелепипеда и, в соответствии с общим видом закона Гука (рисунок 3), образуется тензор напряжений, который является совокупностью всех напряжений (три нормальных и шесть касательных), действующих на трех взаимно перпендикулярных гранях.

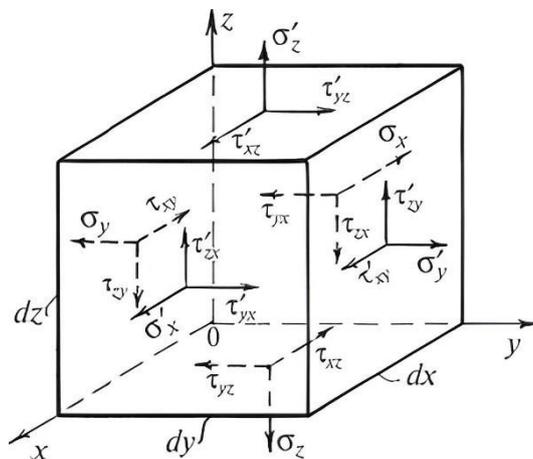


Рисунок 3 – Графическое изображение тензора напряжений

Тензор напряжений однозначно характеризует напряженное состояние в точке тела и математически выглядит как (1):

$$T_{\sigma} = \begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{bmatrix}. \quad (1)$$

Для решения задач механики в каждой точке нам необходимо знать 15 параметров напряженно-деформированного состояния. Для нахождения этих функций в программных комплексах по методу конечных элементов пользуются пятнадцатью уравнениями:

- три уравнения равновесия Навье-Стокса;
- шесть уравнений Коши;
- шесть уравнений Гука.

Из этого следует, что математически задача может быть решена путем интегрирования уравнений при выполнении условий на поверхности и соблюдения уравнений неразрывности деформации. При выполнении граничных условий решение является единственным.

4 Моделирование колеса. Расчет собственных частот и форм колебаний

Далее в работе был рассмотрен второй источник шума системы «колесо-рельс», а именно колесо. Колесо колесной пары вагонов метро имеет унифицированную

геометрию (рисунок 4). Проведено моделирование колеса и расчет собственных частот и форм колебаний с помощью пакета прикладных программ SolidWorks.

Частоты и форма собственных колебаний получаются из решения обобщенной формулы для собственных колебаний (2):

$$AM\vec{V} = \lambda\vec{V}, \quad (2)$$

где A – матрица податливости:

$$A = \begin{pmatrix} \delta_{11} & \delta_{12} & \dots & \delta_{1n} \\ \delta_{21} & \delta_{22} & \dots & \delta_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \delta_{n1} & \delta_{n2} & \dots & \delta_{nn} \end{pmatrix},$$

$$\delta_{21} = \delta_{12}, \delta_{23} = \delta_{32}, \dots,$$

где V – матрица векторов форм собственных колебаний; M – матрица масс:

$$A = \begin{pmatrix} m_1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & m_2 & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & \dots & m_n \end{pmatrix},$$

где λ собственные значения:

$$\lambda = \frac{1}{\omega^2},$$

где ω – круговая частота, рад/с.

Каждая масса представляет собой три линейных динамические степени свободы. Модель колеса и его разбивка на конечные элементы приведена на рисунке 4.

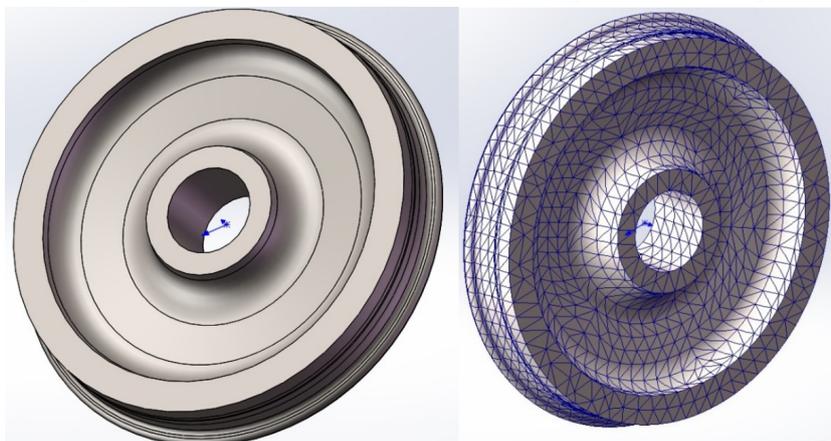


Рисунок 4 – Модель колеса и разбивка его на конечные элементы

Далее были проведены расчеты первых 25-ти собственных частот и форм колебаний модели колеса вагонов метро, так же было рассмотрено массовое участие конструкции колеса в колебаниях по осям X , Y и Z . Результаты расчетов первых 10-ти собственных частот приведены в таблице 2. Результаты расчетов собственных частот с 11 по 25 не приведены, так как суммарное массовое участие в них составляет менее 1 %.

Расчеты показывают, что основной источник шума колеса приходится на третью собственную частоту 209,9 Гц и составляет 0,75976 массы всего колеса по оси X и седьмую собственную частоту 1149 Гц и составляет 0,58043 массы по оси Y . Полученные результаты совпадают с результатами измерения вибрации на платформе станции метрополитена, представленными на рисунке 1.

Таблица 2 – Результаты расчетов первых десяти собственных частот модели колеса вагонов метро

№ собственной частоты	Частота, Гц	Массовое участие		
		Направление X	Направление Y	Направление Z
1	128,57	1,16E-07	0,0011908	0,00053017
2	128,65	5,73E-07	0,00052912	0,0011903
3	209,90	0,75976	5,79E-10	2,64E-11
4	443,61	9,85E-10	1,98E-10	2,30E-10
5	443,80	7,04E-09	4,09E-09	1,36E-10
6	516,24	1,15E-09	1,17E-10	2,35E-10
7	1 149,00	7,09E-14	0,58043	0,18204
8	1 149,00	4,51E-10	0,18202	0,58045
9	1 193,7	1,82E-11	1,42E-06	9,34E-10
10	1 194,1	4,18E-09	1,21E-08	5,89E-07

Для наглядности приведем формы колебаний 1, 2, 3, 4 и 7 на рисунках 5-7.

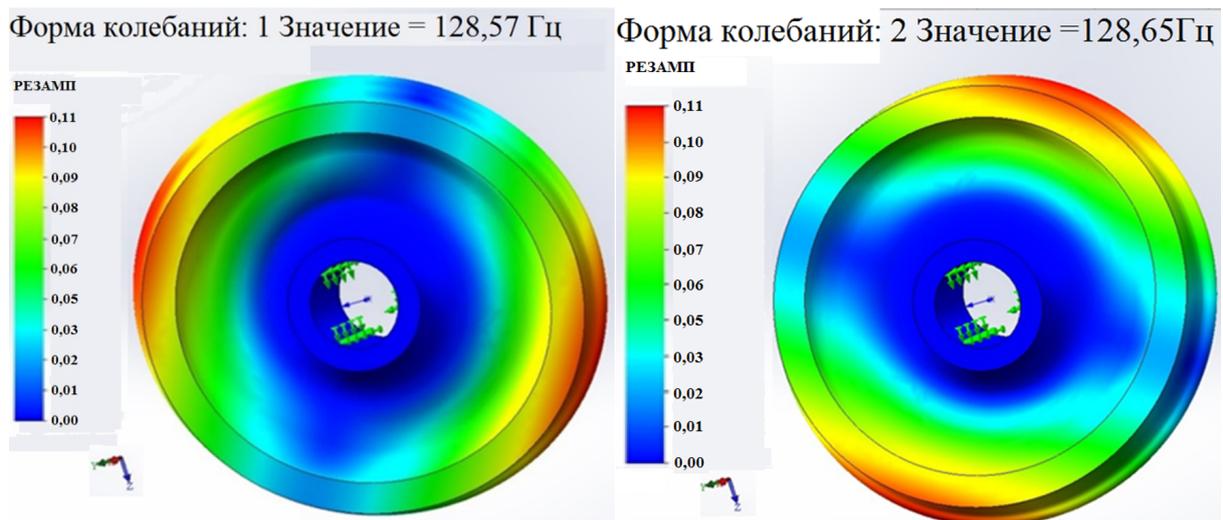


Рисунок 5 – Первая и вторая формы колебаний

Как видно из рисунка 6, диск колеса при свободных колебаниях работает как гонг, что подтверждается расчетами таблицы 2 и результатами натурных измерений (рисунок 1).

Современные тенденции шумозащиты направлены в основном на снижение шума на пути распространения. Однако снижение шума в источнике более рационально. Предлагается сделать в колесе 2 или 4 отверстия диаметром 50 мм для крепления вибродемпфирующих накладок. Далее были проведены расчеты запаса прочности сплошного колеса и колеса с 4 отверстиями (рисунок 8). Из расчетов было установлено, что запас прочности у сплошного колеса составляет 2,0. Расчетный запас прочности колеса с 4-мя отверстиями составляет 1,9. Запас прочности уменьшился, но все равно выше регламентированного ГОСТ 4835 - 2013 (Российский аналог) значения 1,7. Следовательно, наличие отверстий несущественно снижает запас прочности колеса.

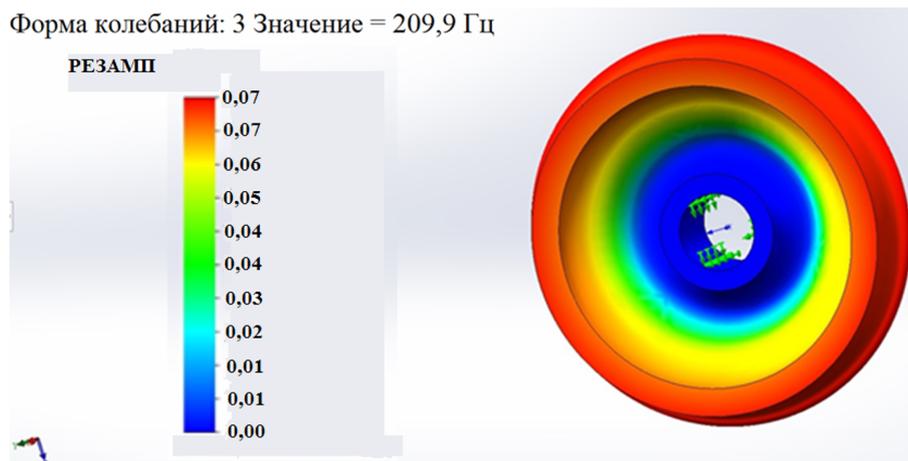


Рисунок 6 – Третья форма колебаний

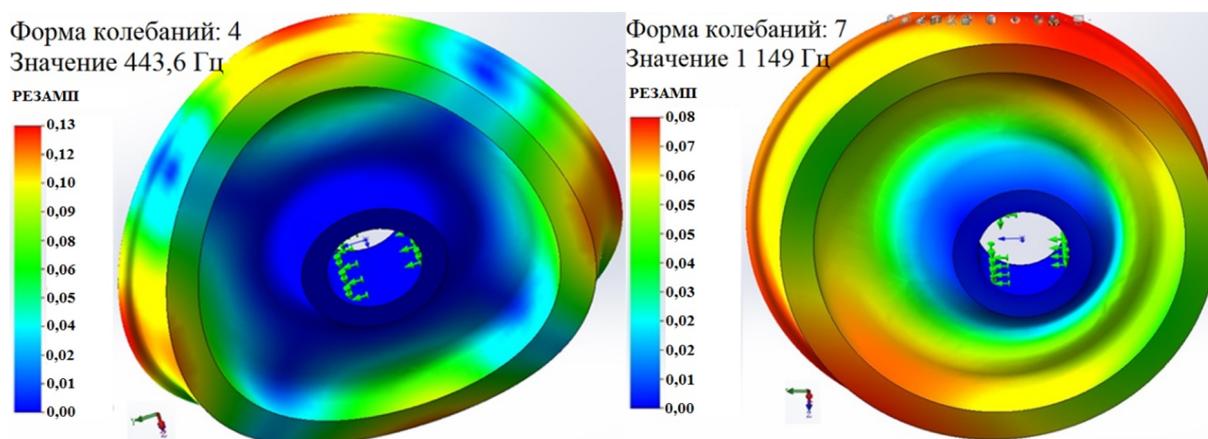


Рисунок 7 – Четвертая и седьмая формы колебаний

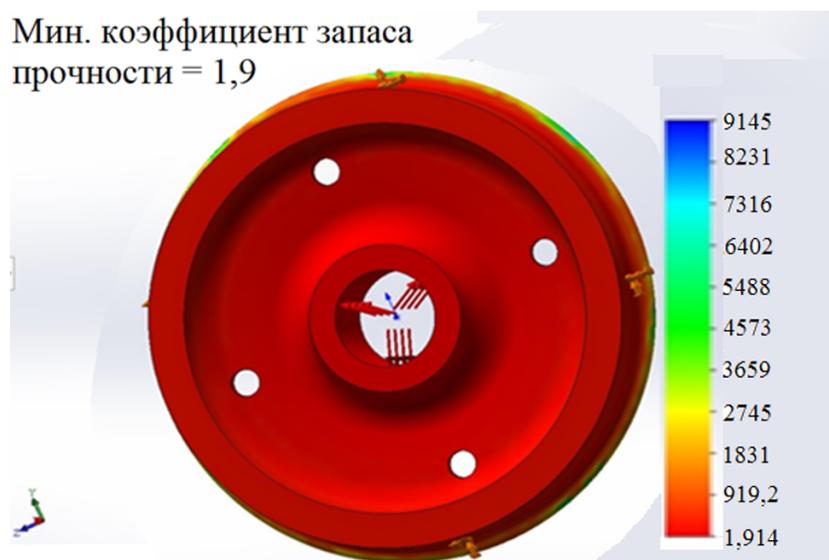


Рисунок 8 – Результаты расчета запаса прочности колеса с 4 отверстиями

Расчеты собственных частот модели колеса вагонов метро дают широкие возможности моделирования вибродемпфирующих накладок и расчетов снижения шума и вибрации после установки. Прогнозные расчеты, проведенные в модуле программы SolidWorks FlowSimulation, показывают, что снижение может достигать 10-15 дБ.

Заключение

В данной работе был проведен анализ источников шума на станции метрополитена в КНР. Исследования показали, что основным источником шума является система колесо-рельс. Было проведено моделирование конструкции колеса и с помощью метода конечных элементов в программе SolidWorks, рассчитаны собственные частоты и формы колебаний. В результате проведенных расчетов было определено массовое участие конструкции колеса и установлены максимальные значения на третьей собственной частоте. Для улучшения акустических характеристик авторами предложен вариант конструктивной оптимизации модели колеса – установка вибродемпфирующих накладок на четыре монтажных отверстия. Предложенная конструкция колеса вагона позволит после установки наиболее целесообразным образом обеспечить снижение шума и вибрации, сохраняя при этом необходимые стабильность геометрических параметров и прочность конструкции.

Список использованных источников

1. Основы виброакустики. Теория и практика борьбы с шумом и вибрацией: учебник. Т. 2 / М. В. Буторина, Н. И. Иванов, А. Е. Шашурин: БГТУ "ВОЕНМЕХ" им. Д. Ф. Устинова. - СПб: Изд-во БГТУ "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова, 2024. - 381 с.
2. Иванов Н.И., Шашурин А.Е. Защита от шума и вибрации: учебное пособие. - 2-е изд., перераб. и доп. - СПб.: Печатный Цех, 2019. - 284 с.
3. Чжу Чэн. Исследование характеристик пневматических источников шума высокоскоростных железнодорожных транспортных средств [D]. Даляньский университет Цзяотон, 2018. – 123 с.
4. Андрищенко А. К. Оценка и снижение шума на станции метрополитена открытого типа // NOISE Theory and Practice. - 2017. - Т. 3, № 2. - С. 25–37.
5. Туркина, Н. Р. Моделирование шумоизоляционных экранов транспортных магистралей / Н. Р. Туркина, Г. Минсюй, С. Шибо // Инновации технических решений в машиностроении и транспорте: Сборник статей XI Всероссийской научно-технической конференции молодых ученых и студентов с международным участием, Пенза, 16–17 марта 2025 года. – Пенза: Пензенский государственный аграрный университет, 2025. – С. 302-306.
6. Проблемы современной инженерной акустики. Шашурин А.Е., Борцова С.С., Васильева В.К. В сборнике: Защита от повышенного шума и вибрации. Сборник трудов Всероссийской научно-практической конференции с международным участием. Под редакцией Н.И. Иванова. Санкт-Петербург, 2021. - С. 11-15.
7. "9号线西延线计划12月8日开通, 前海至罗湖文锦只需约44分钟". 深圳新闻网 深圳商报. 2019-11-22. Retrieved 2019-11-22.
8. 8. Маяковская - Питерское метро URL: <https://subway-spb.ru/ru/line3/mayakovskaya> (дата обращения: 03.12.2025).
9. Кознов, Г. Ю. Оценка действия динамических нагрузок на противотаранное устройство / Г. Ю. Кознов, Н. Р. Туркина, А. З. Красильников // Актуальные проблемы защиты и безопасности: Труды XXVI Всероссийской научно-практической конференции, Санкт-Петербург, 03–06 апреля 2023 года. Том 2. – СПб: Типография Любавич, 2023. – С. 184-188.
10. Павлов, А. С. Метод конечных элементов в статике стержневых конструкций: курс лекций / А.С. Павлов. Балтийский государственный технический университет – СПб., 2013. – 72 с.

References

1. Fundamentals of vibroacoustics. Theory and practice of noise and vibration control: textbook. Vol. 2 / M. V. Butorina, N. I. Ivanov, A. E. Shashurin: BSTU "VOENMEH" named after D. F. Ustinov. - Saint Petersburg: Publishing house of BSTU "VOENMEH" named after D.F. Ustinov, 2024. - 381 p.
2. Ivanov N.I., Shashurin A.E. Protection from noise and vibration: a textbook. - 2nd ed., revised and additional - St. Petersburg: Printing Shop, 2019. - 284 p.
3. Zhu Cheng. Investigation of the characteristics of pneumatic noise sources of high-speed railway vehicles [D]. Dalian Jiaotong University, 2018 – 123 p.
4. Andryushchenko A. K. Noise assessment and reduction at an open-type metro station // NOISE Theory and Practice. 2017. Vol. 3, No. 2. pp. 25-37.
5. Turkina, N. R. Modeling of noise insulation screens of transport highways / N. R. Turkina, G. Mingxiu, S. Shibo // Innovations of technical solutions in mechanical engineering and transport: Collection of articles of the XI All-Russian Scientific and Technical Conference of Young scientists and students with international participation, Penza, March 16-17, 2025. Penza: Penza State Agrarian University, 2025, pp. 302-306.
6. Problems of modern engineering acoustics. Shashurin A.E., Bortsova S.S., Vasilyeva V.K. In the collection: Protection against increased noise and vibration. Proceedings of the All-Russian Scientific and Practical Conference with international participation. Edited by N.I. Ivanov. Saint Petersburg, 2021. pp. 11-15.
7. "The western extension of Metro Line 9 is scheduled to open on December 8th, reducing the travel time between Qianhai and Wenjin in Luohu to approximately 44 minutes." Shenzhen News Network, Shenzhen Business Daily. 2019-11-22. Retrieved 2019-11-22.
8. Mayakovskaya – Piter Metro. URL: <https://subway-spb.ru/ru/line3/mayakovskaya> (retrieved: 03.12.2025).
9. Koznov, G. Yu. Assessment of the effect of dynamic loads on an anti-ram device / G. Yu. Koznov, N. R. Turkina, A. Z. Krasilnikov // Actual problems of protection and safety: Proceedings of the XXVI All-Russian Scientific and Practical Conference, St. Petersburg, 03-06 April 2023. Volume 2. Saint Petersburg: Lyubavich Printing House, 2023. pp. 184-188.
10. Pavlov, A. S. Finite element method in the statics of rod structures: a course of lectures / A.S. Pavlov. Baltic State Technical University– St. Petersburg, 2013– 72 p.

УДК: 699.842

OECD: 2.03

Исследование эффективности траншей для снижения вибрации, возникающей при движении поездов

Упоров П.А.^{1*}, Куклин Д.А.², Назарова Е.Д.³¹Преподаватель, ²д.т.н, профессор кафедры, ³Ассистент,^{1,2,3}Кафедра «Техносферная безопасность и вычислительная механика»,
БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, РФ

Аннотация

Данная работа посвящена численному моделированию эффективности виброизолирующих траншей для защиты сооружений от вибраций высокоскоростных поездов, актуальность чего обусловлена негативным воздействием железнодорожного транспорта. Разработанная 2D модель валидирована на основе измерений на участках с открытыми траншеями различной глубины. Грунт на данном участке состоял из верхнего мягкого слоя и нижнего твёрдого слоя. Проведенные численные эксперименты включали изменение глубины от 1 м до 7,5 м и формы траншей - Т-образные траншеи и с наклонными секциями. Были построены поля распространения вибрационных волн на расстоянии до 50 м от оси железной дороги. Установлено, что наиболее эффективной является прямая траншея глубиной 7,5 м, обеспечивающая полный разрыв верхнего слоя грунта, по которому распространяется основная часть вибрационной энергии.

Ключевые слова: вибрация, железнодорожный транспорт, виброизоляция, траншеи, численное моделирование, защита сооружений, грунт

Research on the effectiveness of trenches for reducing vibrations caused by train movement

Uporov P.A.^{1}, Kuklin D.A.², Nazarova E.D.³**¹Lecturer, ²D.Sc., Professor of the Department, ³Assistant,**^{1,2,3}Department of Environmental Engineering and Computational Mechanics,
Baltic State Technical University 'VOENMEH', St. Petersburg, Russia*

Abstract

This work is dedicated to the numerical modeling of the effectiveness of vibration-isolating trenches for protecting structures from high-speed train vibrations, the relevance of which is due to the negative impact of railway transport. The developed 2D model was validated based on measurements in areas with open trenches of various depths. The soil in this area consisted of an upper soft layer and a lower hard layer. The conducted numerical experiments included varying the depth (up to 7.5 m) and shape of the trenches (T-shaped, with inclined sections). The conducted numerical experiments included varying the depth from 1 m to 7.5 m and the shape of the trenches – T-shaped trenches and those with inclined sections. Vibration wave propagation fields were constructed up to a distance of 50 m from the railway axis. It was established that the most effective solution is a straight trench with a depth of 7.5 m, which ensures a complete severance of the upper soil layer through which the main part of the vibrational energy propagates.

*E-mail: uporov_pa@voenmeh.ru (Упоров П.А.)

Keywords: vibration, railway transport, vibration isolation, trenches, numerical modeling, structural protection, soil

Введение

Расширение сети высокоскоростных железных дорог приводит к усилению проблем, связанных с повышенными уровнями вибрации [1], [2]. Эти вибрации, возникающие при движении поездов, могут оказывать негативное воздействие на близлежащие здания и сооружения, чувствительное оборудование, а также на комфорт проживания людей, что делает проблему их эффективного снижения актуальной задачей в современном транспортном и гражданском строительстве.

Современные методы снижения вибраций включают как активные, так и пассивные подходы [3]. Одним из наиболее изученных и применяемых пассивных методов является использование волновых барьеров, таких как траншеи [4]. Многочисленные теоретические, численные и лабораторные исследования демонстрируют высокий потенциал траншей в отражении и рассеянии поверхностных волн Рэлея, которые являются основным компонентом вибраций, распространяющихся в грунте. Значительная часть этих исследований основывается на идеализированных условиях, таких как стационарность источников вибрации, однородность грунтов или использование упрощенных моделей движения вибрационной нагрузки. Реальные условия, связанные с движением высокоскоростных поездов, характеризуются сложным динамическим воздействием, переменными скоростями, эффектами резонанса в насыпях и неоднородностью грунтов, что существенно усложняет прогнозирование и оценку эффективности виброзащитных мероприятий.

Данная работа базируется на экспериментальных данных, представленных в исследовании [5], где были проведены полномасштабные натурные испытания по снижению вибраций, вызванных высокоскоростными поездами, с использованием открытых траншей. Эксперименты были выполнены на реальной железнодорожной линии в Северо-Западной Турции в условиях мягких грунтов. Полученные данные включают значения виброускорений и виброскоростей на поверхности грунта при прохождении поездов на высоких скоростях, геометрические параметры исследуемых траншей и динамические характеристики грунта.

Эксперименты, проведенные данной группой исследователей, имеют ряд ограничений, так как в них исследовались лишь 3 траншеи разной глубины. Для разработки универсальных и эффективных мероприятий по снижению уровней вибрации необходимо расширить этот анализ с помощью численного моделирования. Создание и валидация численной модели, основанной на полученных экспериментальных данных, позволит расширить данный эксперимент путем изменения глубины и геометрии траншей.

Новизна данной работы заключается в создании и валидации численной модели распространения и затухания вибраций в грунте, с учётом наличия траншей. Настоящее исследование является логическим продолжением и развитием работ по виброизоляции зданий и сооружений, подверженных вибрации от железнодорожного транспорта.

1 Разработка и валидация численной модели распространения вибраций

Основными причинами возникновения вибрации при движении железнодорожного транспорта являются наличие волнообразных неровностей путей, повышенной

шероховатости поверхности колёс и сложно взаимодействие в паре колесо-рельса. Эти динамические воздействия передаются на грунт, где распространяются в виде поверхностных волн Рэлея, продольных волн и поперечных волн. Распространение вибраций в грунте зависит от геологических параметров грунта.

Данная работа опирается на измерения, представленные в [5]. В этой работе изучалась эффективность снижения вибрации с помощью пустых траншей различной глубины. Измерения проводились на участке Сакарья-Памукова высокоскоростной железнодорожной линии Стамбул-Анкара на северо-западе Турции. Источником вибрации служил высокоскоростной поезд серии НТ65000, движущийся со скоростью 260 км/ч.

Из геологической разведки было выявлено, что участок состоит из двух грунтовых слоёв – мягкого верхнего и твёрдого нижнего. Глубина верхнего слоя составила в среднем 7,34 м. Средние параметры обоих грунтов представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Параметры сред на участке измерения [6]

Среда	Скорость продольной волны, м/с	Скорость поперечной волны, м/с	Плотность, кг/м ³	Модуль упругости, МПа	Коэффициент Пуассона
Грунт №1	410	125	1730	76,6	0,44
Грунт №2	1800	233	2020	320	0,49

Измерения вибрации проводились с помощью пяти акселерометров, расположенных перпендикулярно железнодорожной линии, как показано на рисунке 1.

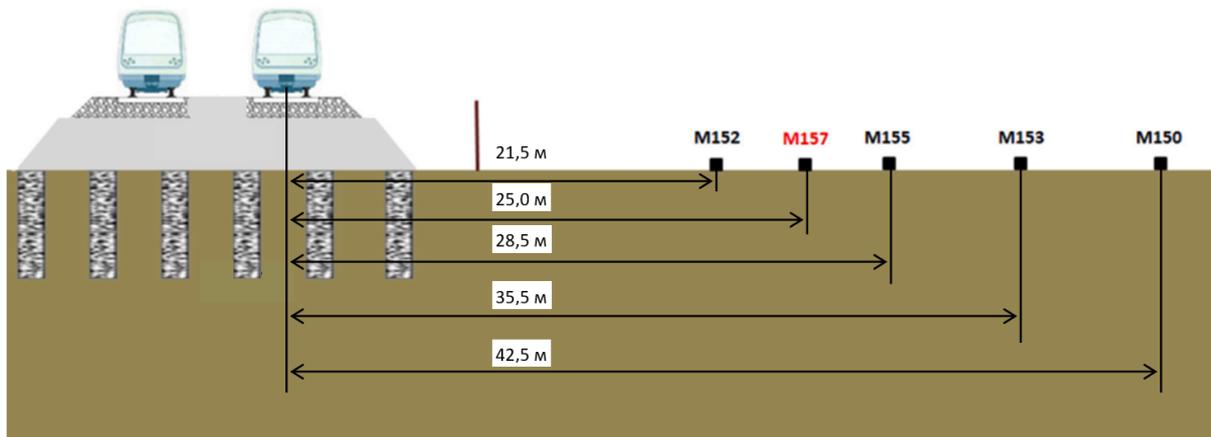


Рисунок 1 – Расположение акселерометров при измерении вибрации.

В рамках исследования были изучены три варианта открытых траншей с глубинами $H = 1,0$ м, $H = 1,5$ м и $H = 2,5$ м. Ширина всех траншей составляла 0,5 м, а длина – 5 м. Расстояние от траншеи до железнодорожного пути было выбрано $L = 24,5$ м, что представляет траншею как пассивный изолятор, расположенный на расстоянии более чем 2 длин волн Рэлея от источника. Отметим, что ширина траншеи выбрана из технологических особенностей процесса её выкапывания, а именно ширины ковша экскаватора. Исследования показали, что ширина траншеи имеет слабое влияние на её эффективность, так как для снижения вибрации необходим лишь разрыв сплошности грунта любого размера.

Модель распространения вибрации была построена в программном комплексе Comsol Multiphysics 6.2. Решение происходило в 2-х мерной постановке, длина поезда и траншеи не учитывалась, так как это оказывает малое влияние на значения вибрации в грунте. Геометрия модели (рисунок 2) представляет собой пространство размером 46 м на 10 м, где верхний слой занимает 7,4 м, а нижний – 2,6 м. Глубина нижнего слоя выбрана неглубокой, так как предполагается отражение большей части вибрационной энергии от границы раздела между слоями.

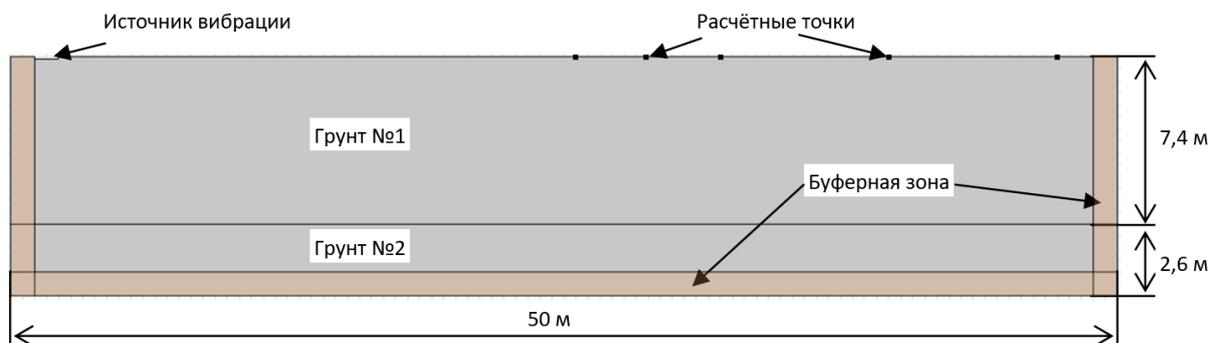


Рисунок 2 – Расчётная модель

Свойства обоих слоёв грунта были заданы согласно таблице 1. Верхняя граница грунта и поверхности траншеи заданы как свободные поверхности, а все остальные – как полностью поглощающие энергию поверхности, что по своей сути означает граничное условие бесконечности пространства. Для сглаживания эффектов поглощения вибрации на границе рассматриваемой области, а также для исключения переотражений, на границе области была определена буферная зона шириной 1 метр.

В модели рассматривался полный диапазон частот вибрации и инфразвука, характерный для железнодорожного транспорта, а именно от 4 Гц до 250 Гц в октавных полосах частот. Для качественного расчёта распространения вибрации рекомендуется определять размер сетки так, чтобы на самую низкую длину волны спектра приходилось 8 элементов. В нашем случае наименьшая длина волны составляет 1,6 м, следовательно максимальный размер элементов сетки ограничен величиной 0,2 м. Сетка расчётной области представлена на рисунке 3.

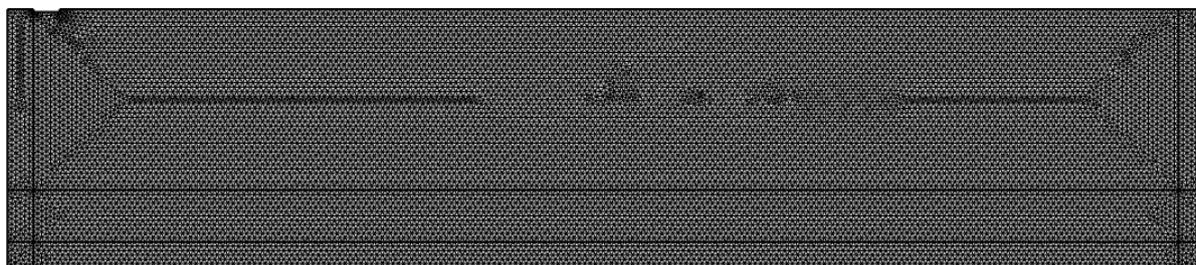


Рисунок 3 – Сетка расчётной области

В левой части области задан источник вибрации как вырез в грунте шириной 1 м (рисунок 2). К данному вырезу приложена виброскорость, которая генерируется при движении поезда. Наличие данного выреза обусловлено особенностями построения модели и задания граничных условий.

Валидация модели происходила путём определения одной величины виброскорости, которая бы приводила к виброскоростям в рассматриваемых точках близким к данным

эксперимента. Также корректировались значения скорости распространения продольных волн в верхнем грунте, так как в исходных данных эта скорость представлена как среднее значение. Было определено, что наилучшая сходимость достигается при виброскорости в источнике равной $v = 0,85$ см/с и скорости распространения продольных волн в грунте $c = 380$ м/с. Размер сетки был скорректирован для новой длины волны на частоте 250 Гц. На рисунке 4 показана сходимость значений в эксперименте и модели для 4х случаев – в отсутствии траншеи и при наличии траншеи глубиной 1, 1,5 и 2,5 м. Средняя ошибка составила 12%, что является хорошим показателем для подобных моделей.

Главными причинами неточности модели является недостаток данных о геологическом составе грунтов. Неизвестно, насколько волнообразную форму имеет площадка контакта между обоими грунтами, что может внести свой вклад в распространение волн по верхнему слою.

На рисунке 4 представлено моделирование распространения волны для случая с траншеей глубиной 2,5 м. Из рисунка видно, что в области перед траншеей происходит сложение приходящей и отраженной волн, что приводит к увеличению уровней виброскорости непосредственно перед траншеей, что также наблюдается в эксперименте.

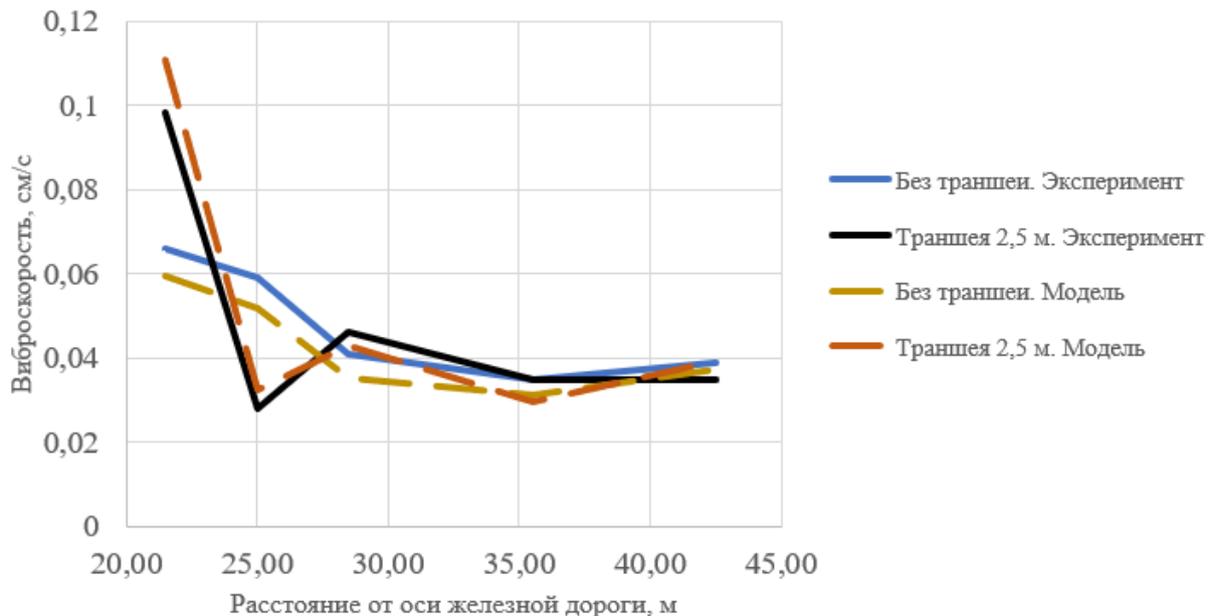


Рисунок 4 – Сходимость значений в модели и эксперименте

2 Проведение численного эксперимента с измененной формой траншеи

В построенной модели, после проведения валидации, были поставлены следующие численные эксперименты:

- увеличение глубины траншеи до 5 и 7,5 м. В последнем случае рассматривается ситуация, когда верхний слой грунта полностью разомкнут;

- изменение формы дна траншеи на Т-образную для глубин 1, 2,5 и 5 м. Получение такой формы траншеи может достигаться специальной техникой, которая предназначена для выкапывания Т-образных скважин для свай фундамента;

- изменение формы дна траншеи с добавлением поверхности, наклонной к плоскости траншеи. Данная форма была взята из практики борьбы с шумом – такая форма барьера часто используется при проектировании акустических экранов. Достичь данной формы можно путём пропиливания секции, находящейся под углом, специальными

роторными пилами для грунтов, которые применяются при прокладке коммуникаций.

На рисунке 5 представлена эффективность траншей различной глубины.

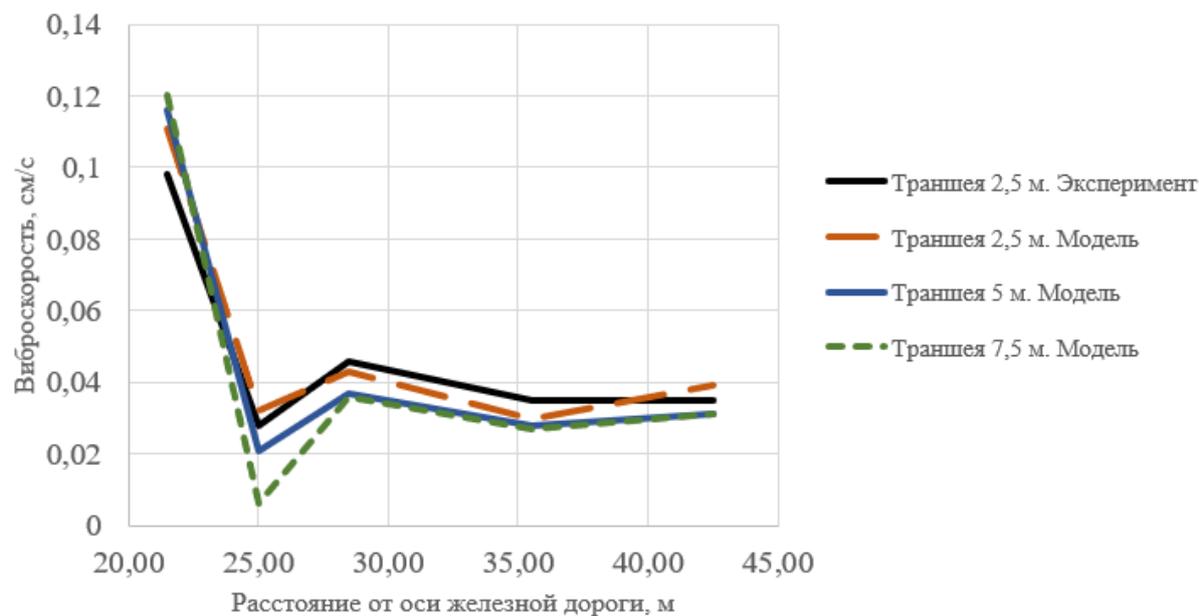


Рисунок 5 – Значение виброскорости в грунте траншей различной глубины

На рисунке 6 представлено распространение волн в случае глубины траншеи 7,5 м, а именно в случае, когда верхний слой грунта полностью разомкнут.

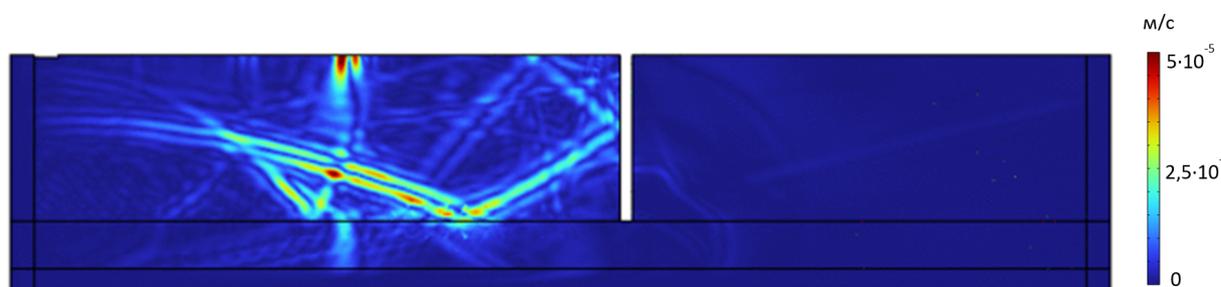


Рисунок 6 – Распространение вибрации при глубине траншеи 7,5 м

На рисунке 7 представлена эффективность Т-образных траншей. Изменение формы практически не повлияло на траншею глубиной 1 м.

На рисунке 8 показано распространение волн для Т-образной траншеи глубиной 5 м. Можно заметить, как меняется фронт волны возле траншеи – происходит дифракция звуковой волны на конце траншеи.

На рисунке 9 показана эффективность траншей с наклонными секциями. Видно, что наличие наклонной секции позволяет снижать вибрацию сильнее, чем в случае с Т-образной траншеей

На рисунке 10 представлено распространение волн для траншей с наклонными секциями. Из рисунка видно, что существенная часть волны отражается в обратном направлении и общий уровень виброскорости в точке снижается

В таблице 2 приведены виброскорости в точке за траншеей для всех рассмотренных в модели случаев. Как видно, самым эффективным является траншея глубиной 7,5 м.

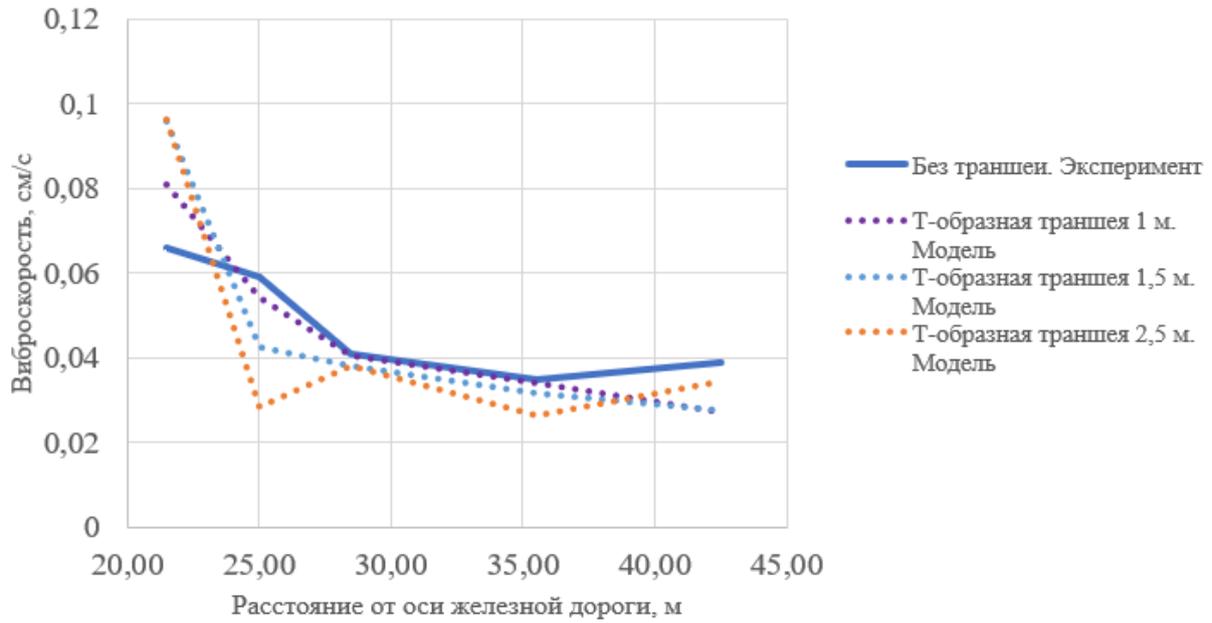


Рисунок 7 – Значение виброскорости в грунте для Т-образных траншей

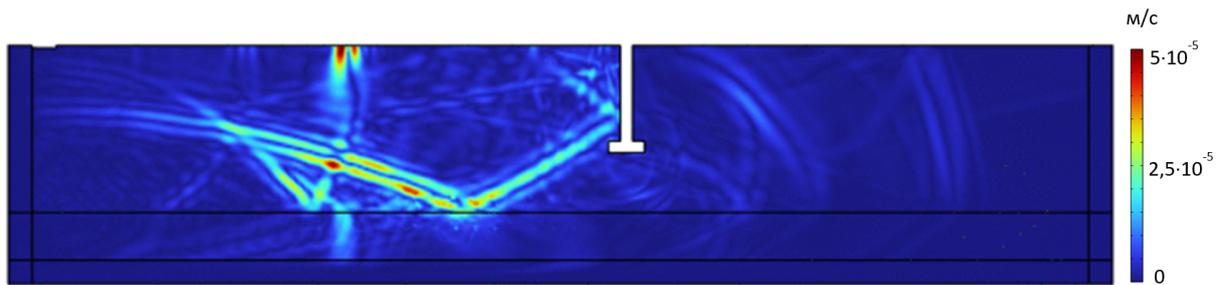


Рисунок 8 – Распространение вибрации при глубине Т образной траншеи 5 м

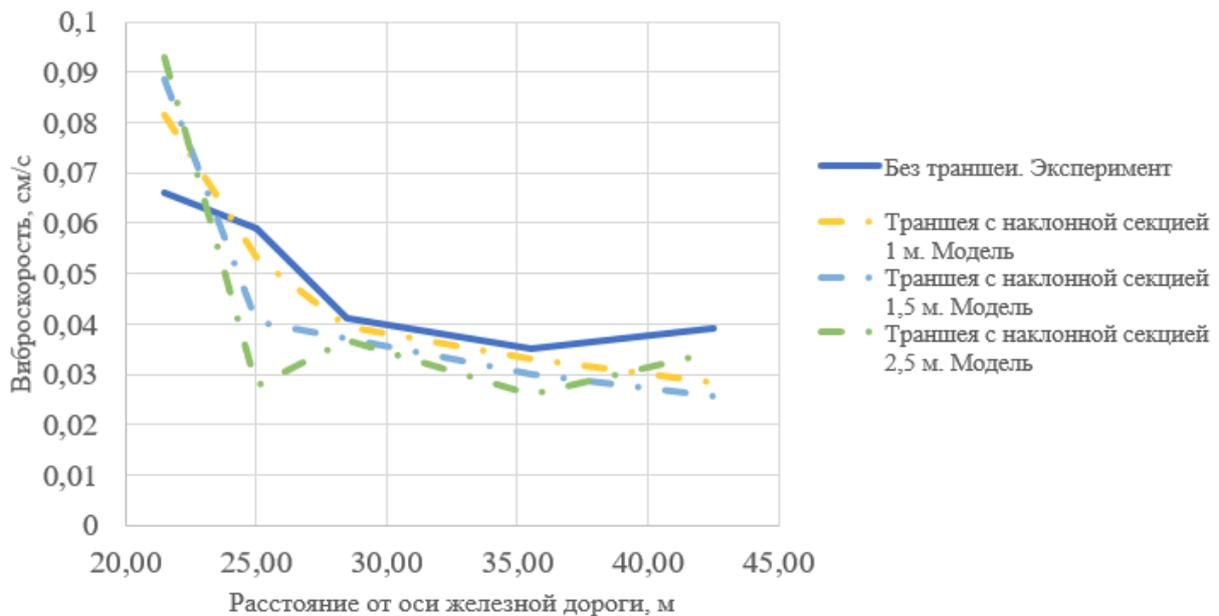


Рисунок 9 – Значение виброскорости в грунте для траншей с наклонными секциями

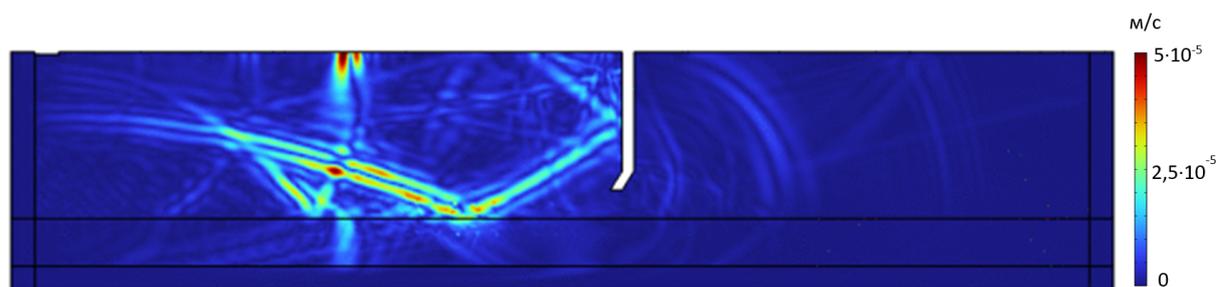


Рисунок 10 – Распространение вибрации при наклонной траншее глубиной 5 м

Таблица 2 – Значения виброскоростей, см/с, для всех рассматриваемых случаев

Рассматриваемый случай	Расстояние от оси железной дороги, м				
	21,5	25,0	28,5	35,5	42,5
Экспериментальные данные					
Без траншеи	0,066	0,059	0,041	0,035	0,039
Траншея 1 м	0,080	0,047	0,045	0,035	0,03
Траншея 1,5 м	0,090	0,040	0,043	0,035	0,03
Траншея 2,5 м	0,098	0,028	0,046	0,035	0,035
Данные из численного моделирования					
Без траншеи	0,059	0,052	0,035	0,031	0,037
Траншея 1 м	0,084	0,055	0,041	0,035	0,028
Траншея 1,5 м	0,102	0,044	0,041	0,033	0,029
Траншея 2,5 м	0,111	0,032	0,043	0,030	0,039
Траншея 5 м	0,116	0,021	0,037	0,028	0,031
Траншея 7,5 м	0,120	0,006	0,036	0,027	0,031
Т-образная траншея 1 м	0,081	0,054	0,041	0,034	0,027
Т-образная траншея 1,5 м	0,096	0,043	0,038	0,032	0,027
Т-образная траншея 2,5 м	0,096	0,025	0,038	0,026	0,034
Траншея с наклонной секцией 1 м	0,082	0,053	0,040	0,033	0,028
Траншея с наклонной секцией 1,5 м	0,088	0,040	0,037	0,030	0,026
Траншея с наклонной секцией 2,5 м	0,093	0,022	0,037	0,026	0,034

Заключение

В данной работе была построена численная модель распространения вибрационных волн, возникающих при движении поездов. В модели учитывалось наличие траншей разной формы и глубины. Данная модель была валидирована на основе экспериментальных данных, при этом ошибка модели составила 12%.

На основе данной модели были проведены численные эксперименты, в которых форма траншей была изменена. Было выявлено, что наиболее эффективной формой траншеи была бы прямая траншея глубиной 7,5 м, так как в данном случае происходит разрыв верхнего слоя грунта, по которому распространяется большая часть вибрационной энергии. Однако с практической точки зрения данная траншея может оказаться

достаточно ресурсозатратной и экономически невыгодной.

С точки зрения авторов данной работы наиболее оптимальным вариантом является траншея глубиной 2,5 м с наклонной секцией.

Список использованных источников

1. Балькин В.М. Элементы воздействия транспорта на здания и сооружения. Их защита от транспортного шума и вибраций // Вестник СГАСУ. Градостроительство и архитектура. - 2013. - N 3 (11). - С. 44-45. DOI: 10.17673/Vestnik.2013.03.8
2. Соколов Д.А., Головина Е.И. Визуальное представление воздействия виброакустического фактора от железнодорожного транспорта на селитебную зону // Жилищное хозяйство и коммунальная инфраструктура. - 2024. - Том 28. - N 1. - С. 118-125. DOI 10.36622/2541-9110.2024.28.1.012
3. Nistri F., Bosia F., Gliozzi A.S. [et al.] Design and in field validation of a modular metamaterial for mitigation of railway induced vibrations // Soil Dynamics and Earthquake Engineering. - 2024. - Vol. 180. - P. 1-12. DOI: 10.1016/j.soildyn.2024.108594
4. Cui K., Xu Z.-D., Marzani A., Pu X. A multiple scattering formulation to design meta-trenches for mitigating low-frequency ground-borne vibrations induced by surface railways and subways // Journal of Sound and Vibration. - 2023. - Vol. 562. - P. 1-15. DOI: 10.1016/j.jsv.2023.117845
5. Istegün B., Çelebi E., Kırtel O., Faizan A. A., Goktepe F., Zülfikar A. C., Subaş A., Navdar M. B. Mitigation of high-speed train-induced environmental ground vibrations considering open trenches in the soft soil conditions by in-situ tests // Transportation Geotechnics. - 2023. - Vol. 40. - P. 1-16. DOI: 10.1016/j.trgeo.2023.100980
6. Çelebi E., Kırtel O., Istegün B., Goktepe F., Navdar M. B., Subaş A., Zülfikar A. C. Mitigation of high-speed train induced surface vibrations by open trench with aerated concrete panel walls // Construction and Building Materials. - 2023. - Vol. 400. - P. 1-19. DOI: 10.1016/j.conbuildmat.2023.132771

References

1. Balkin V.M. Elements of transport impact on buildings and structures. Their protection from transport noise and vibrations // Vestnik SGASU. Urban Planning and Architecture. - 2013. - No. 3 (11). - P. 44-45. DOI: 10.17673/Vestnik.2013.03.8
2. Sokolov D.A., Golovina E.I. Visual representation of the impact of vibroacoustic factors from railway transport on residential areas // Housing and Utilities Infrastructure. - 2024. - Vol. 28. - No. 1. - P. 118-125. DOI 10.36622/2541-9110.2024.28.1.012
3. Nistri F., Bosia F., Gliozzi A.S. [et al.] Design and in field validation of a modular metamaterial for mitigation of railway induced vibrations // Soil Dynamics and Earthquake Engineering. - 2024. - Vol. 180. - P. 1-12. DOI: 10.1016/j.soildyn.2024.108594
4. Cui K., Xu Z.-D., Marzani A., Pu X. A multiple scattering formulation to design meta-trenches for mitigating low-frequency ground-borne vibrations induced by surface railways and subways // Journal of Sound and Vibration. - 2023. - Vol. 562. - P. 1-15. DOI: 10.1016/j.jsv.2023.117845
5. Istegün B., Çelebi E., Kırtel O., Faizan A. A., Goktepe F., Zülfikar A. C., Subaş A., Navdar M. B. Mitigation of high-speed train-induced environmental ground vibrations considering open trenches in the soft soil conditions by in-situ tests // Transportation Geotechnics. - 2023. - Vol. 40. - P. 1-16. DOI: 10.1016/j.trgeo.2023.100980

6. Çelebi E., Kırtel O., İstegün B., Goktepe F., Navdar M. B., Subas A., Zülfiyar A. C. Mitigation of high-speed train induced surface vibrations by open trench with aerated concrete panel walls // *Construction and Building Materials*. - 2023. - Vol. 400. - P. 1-19. DOI: 10.1016/j.conbuildmat.2023.132771

УДК: 534.6
OECD: 1.03 AA

Практические решения по снижению шума чиллеров и драйкулеров

Бужинский К.В.¹, Андриющенко А.К.², Фиев К.П.^{3*}, Тюрина Н.В.⁴, Кондратьев С.А.⁵
^{1,2}Инженер, ³К.т.н., доцент, ⁴Д.т.н., профессор, ⁵Старший преподаватель,
^{1,2}ООО «Мастерская производственной шумозащиты»,
³⁻⁵Кафедра «Техносферная безопасность и вычислительная механика»,
Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова,
¹⁻⁵г. Санкт-Петербург, РФ

Аннотация

В статье рассмотрены практические решения по снижению шума систем вентиляции и кондиционирования на примере чиллеров и драйкулеров. Авторами разработана цифровая модель инженерного оборудования и местности, а также выполнены расчеты в программном комплексе АРМ Акустика, представлены примеры визуализации этапов моделирования источников шума, а также карты распространения шума в жилой застройке. На картах шума в разрезе нижних, средних и верхних этажей прилегающей жилой застройки показано изменение акустической нагрузки, создаваемой чиллерами и драйкулерами до применения шумозащитных мероприятий и после реализации шумозащитных мероприятий. В состав шумозащитных мероприятий включены применение акустических экранов и пластинчатых глушителей. Для контроля эффективности каждого шумозащитного мероприятия выполнены натурные замеры шума в контрольных точках на территории жилой застройки до реализации шумозащитных мероприятий, а также после реализации двух этапов шумозащиты: после установки акустических экранов без применения глушителей, а также с учетом применения акустического экрана и пластинчатых глушителей. Показано отсутствие превышений уровня звука на территории жилой застройки после внедрения комплекса мероприятий, включающего акустические экраны и пластинчатые глушители.

Ключевые слова: уровень звука, акустический экран, пластинчатый глушитель, карта шума, акустические характеристики, эффективность, чиллер, драйкулер

Practical solutions for chillers and dry coolers noise control

Buzhinsky K.V.¹, Andryushchenko A.K.², Fiev K.P.^{3*}, Tyurina N.V.⁴, Kondratiev S.A.⁵
^{1,2}Engineer, ³Ph.D., Associate Professor, ⁴D.Sc., Professor, ⁵Senior Lecturer,
^{1,2}LLC 'Production Noise Protection Workshop',
³⁻⁵Department of Technosphere Safety and Computational Mechanics,
Baltic State Technical University 'VOENMEH',
¹⁻⁵Saint Petersburg, Russia

Abstract

Practical solutions of ventilation and air conditioning systems noise control considering chillers and dry coolers are discussed in the article. A digital model of engineering equipment and nearby terrain is derived.

*E-mail: fkp@iakbarier.ru (Фиев К.П.)

Noise prediction in ARM Acoustics software is done. Examples of visualization of the stages of noise sources modelling, as well as noise propagation maps in residential area are presented. Noise maps in the context of the lower, middle and upper floors of the nearby dwellings show the acoustical impact before and after the implementation of noise protection measures, which includes use of acoustical barriers and mufflers. To monitor the effectiveness of each noise protection measure, full-scale noise measurements were performed at sensitive receiver positions. Application of noise control complex including acoustical barriers and mufflers allows to meet regulatory noise limits.

Keywords: sound level, acoustical barrier, muffler, noise map, acoustical characteristics, efficiency, chiller, dry cooler

Введение

Для жилых, общественных и промышленных зданий из соображений экономии финансов характерно практически повсеместное применение естественной вентиляции. В последние десятилетия картина начала меняться по ряду причин, в том числе, в связи с вступлением в силу законов о тепловой защите зданий, резкими перепадами температур, связанными с изменением климата и пр. Предпочтение отдаётся принудительной системе вентиляции, а также искусственной регуляции отопления и охлаждения воздуха в вентиляционных системах, обслуживающих помещения жилых, общественных и промышленных зданий [1]-[3]. Применение искусственной вентиляции и регуляции температуры воздуха подразумевает применение специального оборудования, «оборотной стороной медали» применения которого является повышенный шум, излучаемый в окружающую среду. Для снижения шума данного оборудования предлагается применение пластинчатых глушителей и акустических экранов.

1 Особенности шумообразования холодильных машин

К наиболее часто используемому оборудованию систем вентиляции и кондиционирования относятся:

- вентиляторы различных типов (радиальные, осевые и пр.), нагнетающие или вытяжные;
- холодильные машины, например, чиллеры и драйкулеры - два популярных устройства, используемых для охлаждения жидкостей в промышленных и коммерческих системах.

Как правило, основной «шумной» проблемой для эксплуатационных служб становятся холодильные машины, излучающие шум в диапазоне от 60 до 120 дБА в зависимости от конструктивного исполнения и загруженности системы в различные времена года. На рисунках 1 и 2 представлены примеры результатов замеров шума вблизи оборудования на кровле торгово-развлекательного центра (ТРЦ) и результаты замеров шума у оборудования на земле на территории жилой застройки, расположенной вблизи ТРЦ.

Проблема заключается в следующем: для работы холодильных машин требуется большое количество свежего воздуха, в связи с чем их устанавливают на открытых площадках, как правило, на парковках или на кровле торговых и бизнес-центров, располагаемых в жилой зоне, после запуска систем, особенно в ночное время, жители близлежащих домов непременно начинают жаловаться на повышенный шум, что в свою очередь грозит приостановкой деятельности установок. В большинстве случаев осознание проблемы приходит не на стадии проектных работ, а на стадии эксплуатации.

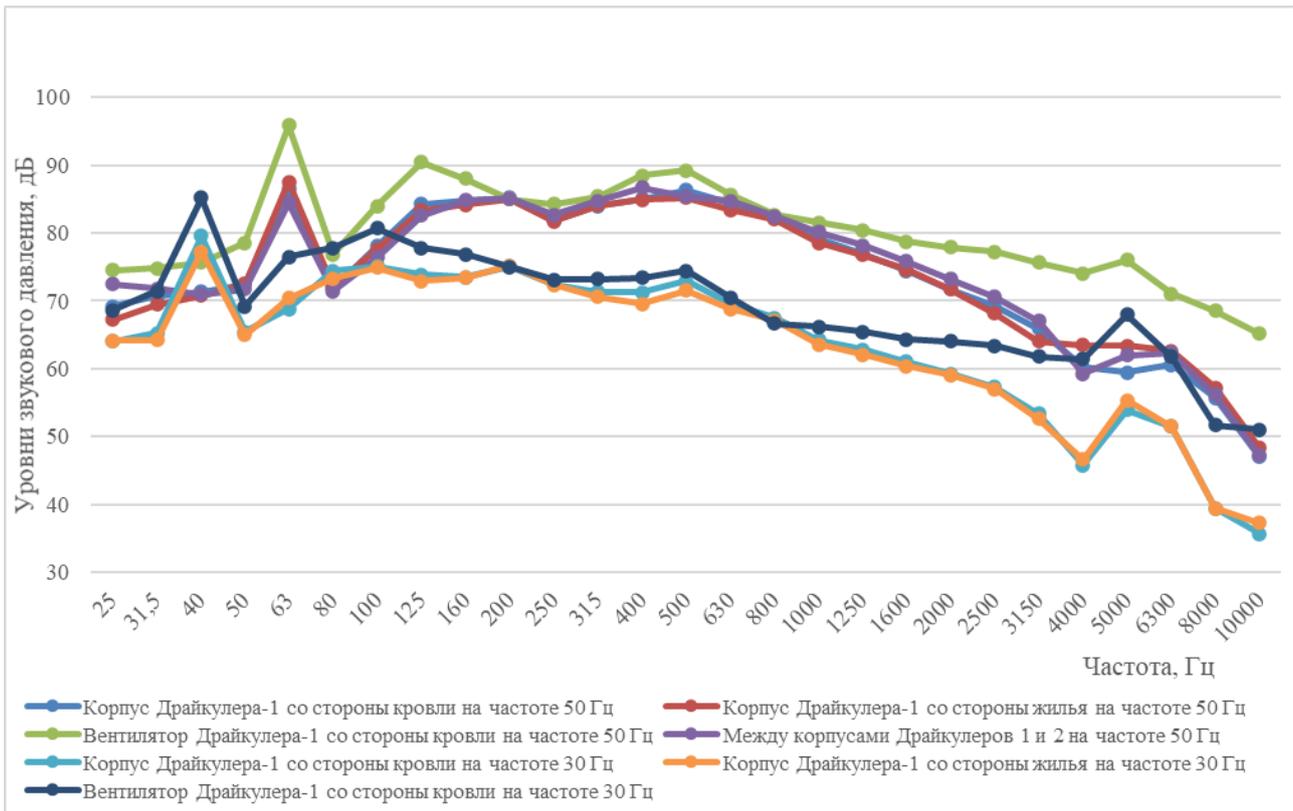


Рисунок 1 – Результаты замеров шума вблизи драйкулеров на кровле ТРЦ, 1/3 октавные УЗД

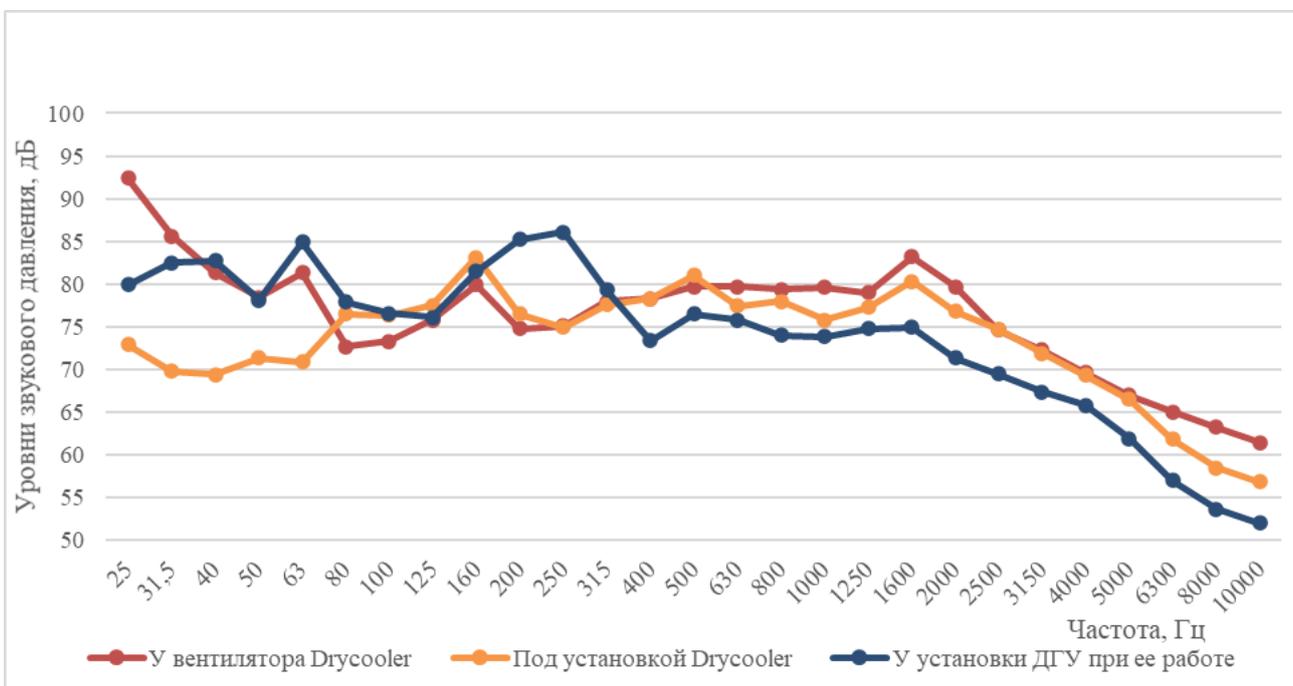


Рисунок 2 – Результаты замеров шума у оборудования на земле в жилом секторе (драйкулер для системы жилого дома, резервная дизельно-генераторная установка (ДГУ), 1/3 октавные УЗД)

На рисунке 1 представлено два режима работы драйкулеров на частотах 30 Гц и 50 Гц. Данные частоты характерны для различных режимов работы оборудования,

связанной со скоростью вращения вентиляторов и мощностью работы оборудования. Чем выше частота вращения вентиляторов, тем выше генерация шумового излучения.

На рисунках 3 и 4 представлены примеры «неверной», с точки зрения шумового воздействия на нормируемые объекты, установки систем вентиляции и кондиционирования.



Рисунок 3 – Драйкулеры на кровле ТРЦ в жилом квартале с видом на жилую многоэтажную застройку (фото с балкона соседнего дома)



Рисунок 4 – Драйкулер и ДГУ в приемке на территории жилого сектора с многоэтажной застройкой

При анализе работы холодильных машин, как источников шума, стоит выделить некоторые принципиальные различия конструкции и принципов работы, влияющих на шумообразование чиллеров и драйкулеров:

Чиллер:

– принцип работы: использует хладагент и жидкостную циркуляцию для отвода тепла. Работает по принципу компрессионного цикла. Может быть, как с водяным конденсатором (с градирней), так и с воздушным (с вентиляторами);

– конструкция: имеет более сложную систему оборудования и включает в себя компрессор, конденсатор, испаритель, расширительный клапан и насос для циркуляции хладагента. Может быть автономным или частью крупной системы охлаждения;

– область применения: чаще всего используют в системах кондиционирования, промышленных процессах, серверных центрах, где требуется точное управление температурой. Эффективен при высоких тепловых нагрузках;

– эффективность и энергопотребление: более эффективен при высоких температурах окружающей среды, но потребляет больше энергии из-за работы компрессора. Водяные чиллеры экономичнее в жарком климате. Чиллеры обычно используются, когда необходимо снизить температуру жидкости ниже $+15^{\circ}\text{C}$ в жаркое летнее время.

Драйкулер:

– принцип работы: предназначен только для воздушного охлаждения без компрессора. Циркуляция жидкости происходит через теплообменник, который охлаждается потоком воздуха от вентиляторов. Не содержит хладагента и не обеспечивает активное охлаждение, только передачу тепла в окружающую среду;

– конструкция: имеет относительно простую конструкцию, которая базируется на радиаторе (теплообменнике) и вентиляторах. Жидкость циркулирует по трубам, охлаждаясь за счёт обдува воздухом;

– область применения: применяют в системах, где важно минимизировать потребление воды (например, в регионах с дефицитом ресурсов), либо в техпроцессах, которые не требуют глубокого охлаждения. Также драйкулеры используются как дополнение к чиллерам для организации фрикулинга и энергоэффективной системы охлаждения;

– эффективность и энергопотребление: зависит от температуры окружающего воздуха: эффективен, когда температура окружающей среды ниже, чем у охлаждаемой жидкости. Менее энергозатратен, но не подходит для экстремального охлаждения. Драйкулер или «сухая градирня» используется, когда жидкость необходимо охладить до температуры окружающей среды $+5^{\circ}\text{C}$, летом, обычно это до $+35^{\circ}\text{C}$ - $+40^{\circ}\text{C}$.

Таким образом, рассмотренные холодильные машины представляют собой не единый точечный источник шума, а совокупность источников шума с различными показателями направленности (рисунок 5):

- компрессор, радиатор, насос излучающие шум условно «вбок»;
- вентиляторы для отвода тепла, излучающие шум условно «вверх».

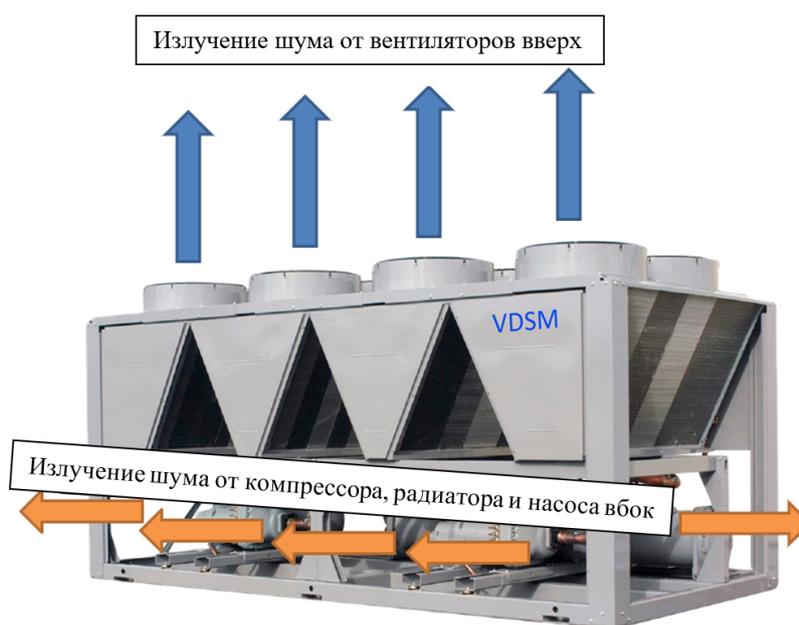


Рисунок 5 – Направленность шумового воздействия источников шума чиллера

2 Мероприятия по снижению шума холодильных машин

Наиболее распространенными способами борьбы с повышенным шумом холодильных машин на сегодняшний день являются следующие мероприятия:

- использование вибрационных изоляторов (виброопор) при монтаже оборудования;
- регулирование скорости вращения вентиляторов;
- звукоизоляционная облицовка подводящих трубопроводов и корпусов холодильных машин;
- устройство шумозащитных экранов вокруг холодильных машин.

На практике, как правило, ограничиваются установкой виброизоляторов, реже теплоизоляцией трубопроводов (она же играет и роль звукоизоляции), представлена на рисунке 6, ещё реже устройством шумозащитных экранов (рисунок 7), достаточно часто встречаются объекты без применения какой-либо шумозащиты (рисунок 8).



Рисунок 6 – Монтаж оборудования на виброопоры и тепло(звуко) изоляцией трубопроводов



Рисунок 7 – Устройство экранов вокруг чиллеров



Рисунок 8 – Устройство внешних блоков холодильных машин без шумозащитных мероприятий

На основании проведенных экспериментальных исследований и анализа результатов проектных работ сделан вывод о недостаточности в некоторых случаях вышеприведённого списка мероприятий.

Основными проблемами при выполнении акустических расчётов и разработке шумозащитных мероприятий являются:

- отсутствие полноценных исходных данных об акустических характеристиках оборудования, что затрудняет задание корректной расчётной модели (например, в паспорте на оборудование могут быть даны акустические характеристики компрессора, но не быть данных об уровнях шума от вентиляторов, или приведена единая цифра уровня шума от холодильной машины на определённом расстоянии без учёта взаимного расположения различных внутренних источников шума);
- моделирование холодильной машины при расчёте без учёта всех внутренних источников, их факторов направленности и взаимного расположения всех источников шума и защищаемых объектов (рисунок 9).

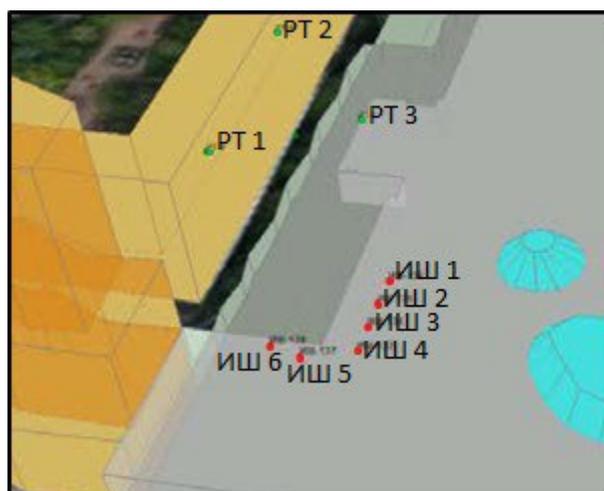


Рисунок 9 – Визуализация подхода укрупненного моделирования источников шума по ограниченным паспортным данным

В качестве примера корректного моделирования холодильной машины при расчёте с учётом всех внутренних источников, их факторов направленности и взаимного расположения всех источников шума и защищаемых объектов представлено на рисунке 10.

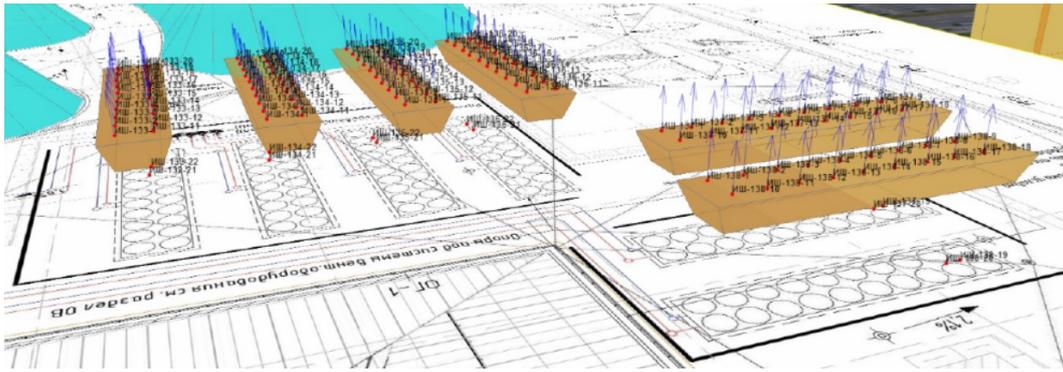


Рисунок 10 – Визуализация подхода моделирования источников шума по результатам обследования и замеров уровней шума от всех внутренних источников

Упрощённые модели используют, в основном, для вновь строящихся объектов, когда источники моделируются укрупненно, что приводит к упрощению модели и потере ее точности. Другими словами, отсутствие исходных данных и ограничение во времени на этапе проектирования негативно сказывается на результате и приводит к переделкам и доработкам на последующих стадиях. Для решения данных проблем требуется детализация модели на начальной стадии. Пример детального моделирования источников шума и прилегающей застройки в программном комплексе «АРМ Акустика» с рассчитанными картами шума до и после введения шумозащитных мероприятий представлен на рисунках 11 и 12.

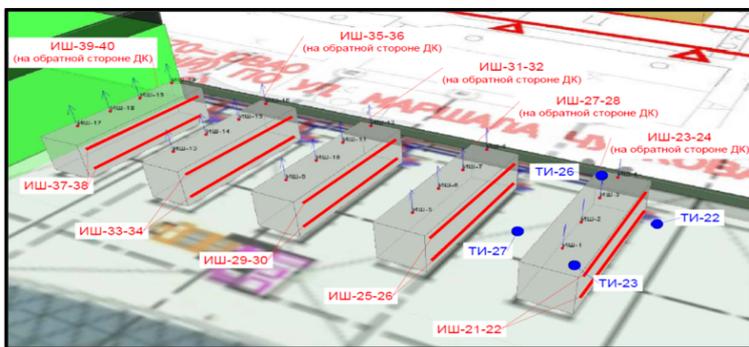


Рисунок 11 – Акустическая модель и изображение драйкулеров на кровле ТРЦ в жилой застройке 9-16 этажными зданиями

Опыт проектирования и реализации шумозащиты для холодильных машин показывает, что у используемого в настоящее время оборудования уровни шума внутренних источников сопоставимы, а в некоторых случаях (особенно это касается драйкулеров) совокупный шум от вентиляторов превалирует над остальными

источниками. При этом вентиляторы в силу конструктивных особенностей холодильных машин излучают шум вверх, в таком случае устройство шумозащитных экранов вокруг оборудования для защиты жилых помещений, находящихся выше верхнего среза экрана, становится недостаточным. Как правило, такая ситуация характерна для больших городов с многоэтажной застройкой, когда даже при установке оборудования на кровле ТРЦ (на уровне 3-5 этажей) проблемные зоны не исчезают, поскольку высота соседних домов может составлять 9 и более этажей.

Наиболее распространенным средством защиты от шума холодильного оборудования являются акустические экраны, широко применяемые для снижения шума в окружающей среде [4]-[9].

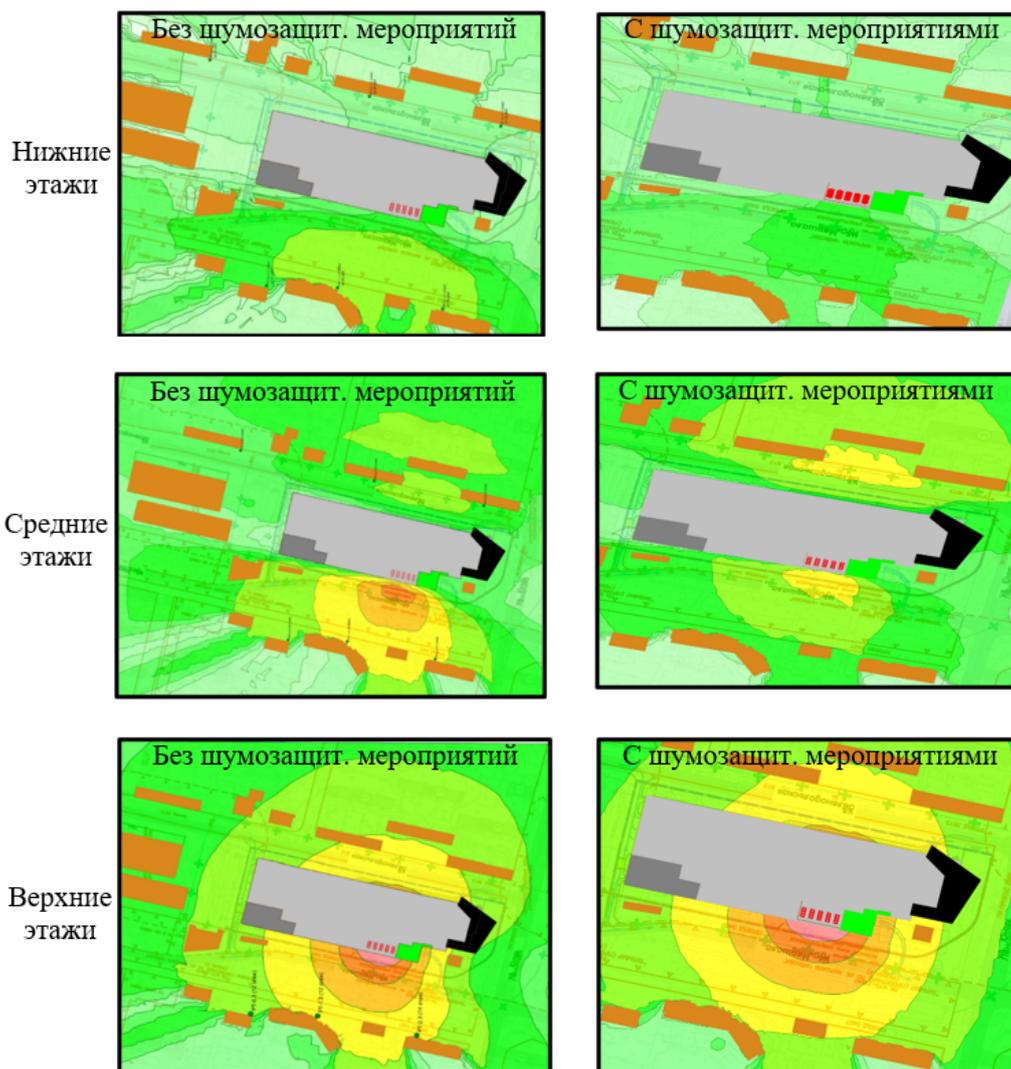


Рисунок 12 – Карты шума от драйкулеров без шумозащитных мероприятий и с шумозащитными мероприятиями в разрезе нижних, средних и верхних этажей многоэтажного жилого дома

3 Применение шумозащитных экранов и пластинчатых глушителей

Для более эффективной защиты от шума во всех направлениях логичным выглядит заключение холодильных машин в кожух, в котором организованы вентиляционные проёмы с некоторой долей звукоизоляции, например, с использованием шумопоглощающих решёток или контр-экранов. Однако подобный опыт показал,

что для достаточной циркуляции воздуха необходимы большие вентиляционные проёмы, снижающие акустическую пользу кожуха до пользы экрана при совокупном увеличении стоимости конструкции и её обслуживания.

При установке кожуха закрываются не только источники шума, но и радиаторы, за счёт чего не происходит нужный теплообмен нагретой в системе жидкости с окружающей средой, практически всё выделенное тепло остаётся внутри кожуха, а система охлаждения даёт сбой и уходит в аварийный режим.

Анализ применения кожухов показал, что радиаторы машины должны быть всегда открытыми, а шумозащитные конструкции локализованы в районе вентиляторов.

Достаточно эффективным шумозащитным комплексом для холодильных установок явилась система «экран+пластинчатый глушитель», где для защиты от шума радиаторов драйкулеров применялся экран, отстоящий от оборудования на расстоянии не превышающее 1 метра (рисунок 13), достаточном для теплообмена, а для защиты от шума вентиляторов применялась надстройка в виде пластинчатого глушителя шума (рисунок 14).



Рисунок 13 – Экран для драйкулеров

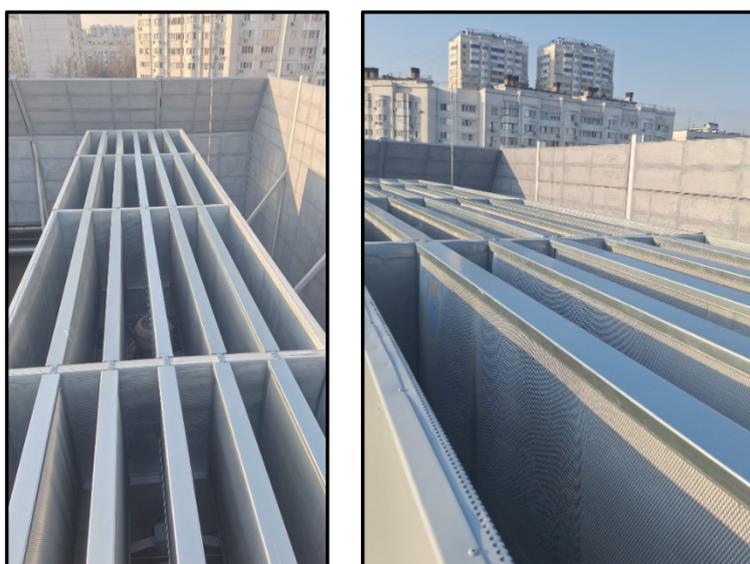


Рисунок 14 – Экран и пластинчатые глушители для драйкулеров

Расчёт эффективности шумозащитного экрана проводился классическим способом [10], а теоретическая эффективность глушителей и подбор их конструкции проводились по формуле расчёта эффективности абсорбционного глушителя в зависимости от площади облицовки шумопоглощающим материалом и площади открытых проёмов. Рассчитанная

эффективность глушителя вводилась в программу, также задавалась направленность источников шума (рисунок 15).

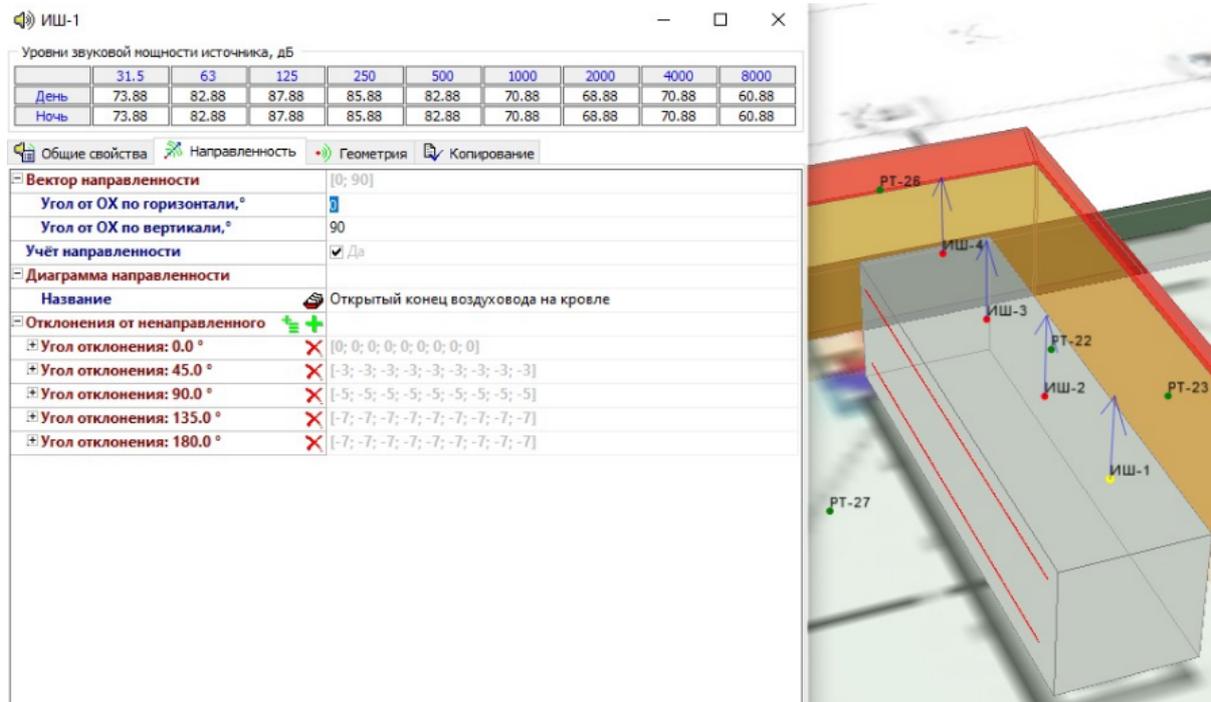


Рисунок 15 – Принцип расчёта эффективности глушителя и его моделирование в программе (ИШ-1, ИШ-2, ИШ-3, ИШ-4 – вентиляторы драйкулера на кровле ТРЦ, РТ-22, РТ-23, РТ-26, РТ-27 – расчетные точки, принятые для анализа сходимости модели, разработанной в программном комплексе АРМ_Акустика)

Теоретическая эффективность глушителя была проверена в натуральных условиях после установки первого опытного образца, замеры шума в районе вентиляторов до и после установки глушителя подтвердили корректность рассчитанной эффективности глушителя. На основании полученных опытных данных был реализован полный комплекс шумозащитных мероприятий.

Контрольные замеры шума проводились в три этапа:

- замеры шума в контрольных точках у жилой застройки до реализации всех мероприятий;
- замеры шума в контрольных точках у жилой застройки после реализации шумозащитных экранов (АЭ) до установки глушителей;
- замеры шума в контрольных точках у жилой застройки после реализации акустических экранов (АЭ) и глушителей (Гл).

Результаты расчётов и поэтапного внедрения шумозащитных конструкций (в период с 2024 по 2025 годы) для драйкулеров (ДК) при работе на двух режимах (50 Гц и 30 Гц) по этапам реализации в сравнении с допустимыми уровнями (ДУ) шума показаны в таблице 1.

Результаты измерений эффективности мероприятий по снижению шума драйкулеров меньших размеров, установленных на земле, до и после установки шумозащитных мероприятий, представлены в таблице 2. Следует отметить, что на источнике меньших размеров удалось измерить уровни шума в ближнем поле у радиаторов (шум «вбок») и вентиляторов (шум «вверх»), несмотря на небольшое расстояние между точками замеров до и после реализации глушителя отмечена

заметная эффективность – шум возле радиатора практически не изменился, а шум над вентиляторами уменьшился на 9 дБА (таблица 2). На рисунке 16 представлена фотофиксация испытываемого объекта.

Таблица 1 – Результаты расчёта и поэтапного внедрения комплекса шумозащитных мероприятий

№ точки	ДУ	УЗ (3 кв. 2024), дБА			УЗ (расчет), дБА		УЗ (4 кв. 2024), дБА		УЗ (2 кв. 2025), дБА		
		Фон	ДК (30 Гц) +фон	ДК (50 Гц) +фон	ДК (30 Гц) +фон с АЭ и Гл	ДК (50 Гц) +фон с АЭ и Гл	ДК (30 Гц) +фон с АЭ	ДК (50 Гц) +фон с АЭ	ДК (30 Гц) +фон с АЭ и Гл	ДК (50 Гц) +фон с АЭ и Гл	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	
1	День	55	52,0	53,7	60,8	52,2	53,0	50,8	54,7	51,0	53,0
	Ночь	45	49,6	52,1	60,6	49,7	51,0	47,8	55,0	49,4	51,2
2	День	55	52,0	52,3*	52,6*	52,2*	52,3*	-	-	54,8*	54,5*
	Ночь	45	49,6	49,7*	50,4*	49,6*	50,0*	-	-	48,4*	50,0*
- без превышения ДУ и фона					- превышение ДУ без превышения фона					- превышение ДУ и фона	

Таблица 2 – Результаты расчёта и внедрения комплекса шумозащитных мероприятий

№ точки измерения	Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц									Уровни звука дБА
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Под драйкулером до установки глушителя	76	78	85	82	84	82	83	75	65	88
Под драйкулером после установки глушителя	81	81	84	86	88	84	84	76	66	89
Над драйкулером до установки глушителя	101	87	86	83	84	84	85	75	68	89
Над драйкулером после установки глушителя	79	79	81	80	79	74	75	66	56	80



Рисунок 16 – Фотография испытываемого объекта

Отметим основные ограничения применения пластинчатых глушителей шума для холодильных машин:

– наличие противодавления в глушителе: производительность вентиляторов, согласно проведённому численному моделированию, может падать от 10 до 50% в зависимости от модели применяемого вентилятора, однако небольшая высота глушителя позволяет достаточно эффективно отводить тепло даже при таком падении производительности, а в некоторых паспортах на драйкулеры производители даже рекомендуют устанавливать патрубки на глушители для предотвращения смешения холодного воздуха снизу и горячего воздуха сверху;

– гарантийные обязательства поставщиков холодильного оборудования: установка глушителей подразумевает минимальный акустический просвет между глушителем и его основанием (корпусом машины), т.е. фактически установка глушителя производится на корпус ХМ, при этом согласование установки глушителя на корпус может длиться долго или не произойти совсем. В таком случае можно дожидаться окончания гарантийных обязательств поставщика или выполнить определённые проектные решения, например, устроить дополнительную опорную раму над оборудованием, на которую можно опереть глушитель.

Заключение

Представлены результаты этапов снижения шума драйкулеров и чиллеров, а также возможности повышения эффективности глушителя без увеличения габаритных размеров и ухудшения условий эксплуатации оборудования.

Применяемая на данный момент для расчёта и подбора конструкции формула для расчета эффективности глушителя неизбежно ведёт к увеличению его размеров, однако проведенные авторами эксперименты показали, что увеличить эффективность возможно за счёт нестандартной расстановки шумопоглощающих панелей внутри глушителя (рисунок 17), а область применения подобных глушителей в различных их вариациях достаточно обширна.

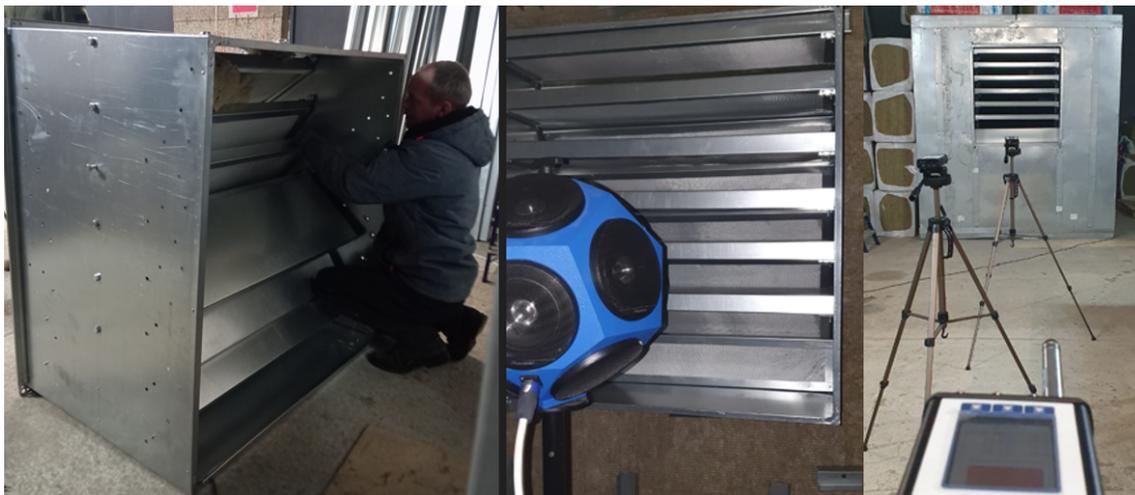


Рисунок 17 – Испытания шумозащитных решёток производства ООО «Мастерская производственной шумозащиты»

Список использованных источников

1. Ильин А.А., Клименко Е.В. Способы обеспечения комфортных условий микроклимата // «Сантехника, отопление, кондиционирование» – 2008. - N 70. – С. 89-99;
2. СанПиН 1.2.3685-21. Санитарно-эпидемиологические правила и нормативы. Гигиенические нормативы и требования к обеспечению безопасности и (или) безвредности для человека факторов среды обитания. Санитарные правила и нормы: утверждены Постановлением Главного государственного санитарного врача РФ от 28.01.21 № 2: введены в действие 01.03.21. – Текст: электронный. – URL: <https://docs.cntd.ru/document/516587187>;
3. Тупов В.Б. Снижение шума от объектов большой и малой энергетики // Защита от повышенного шума и вибрации: Сборник докладов V Всероссийской научно-практической конференции с международным участием, Санкт-Петербург, 18–20 марта 2015 года под редакцией Н.И. Иванова. – Санкт-Петербург: Общество с ограниченной ответственностью "Айсинг", 2015. – С. 55-64;
4. Иванов Н.И., Семенов Н.Г., Тюрина Н.В. Расчет и конструирование акустических экранов для снижения шума в жилой застройке // Жилищное строительство. – 2013. – № 6. – С. 10-12.
5. Тюрина, Н.В. Расчет и проектирование акустических экранов для снижения шума стационарных источников шума // Сборник трудов конференции 13го международного конгресса по звуку и вибрации 2006, ICSV 2006, Вена, 02–06 июля 2006 года. Том 2.– С. 1615-1618.
6. Тюрина Н.В., Минина Н.Н., Шашурин А.Е., Гогоадзе М.Г. Экспериментальные исследования шумозащитных экранов // Сборник трудов 26го международного конгресса по звуку и вибрации, ICSV 2019, Монреаль, 07-11 июля 2019. – Канадская Акустическая Ассоциация. 2019.
7. Тюрина Н.В., Иванов Н.И., Шашурин А.Е., Борцова С.С. Исследование параметров, влияющих на эффективность шумозащитных экранов // Сборник трудов 27го Ежегодного Конгресса Международного Института Акустики и Вибрации, 11-16 июля 2021. – 5р.

8. Шашурин А.Е. Определение эффективной высоты и акустических характеристик шумозащитного экрана // Noise Theory and Practice. – № 4(2). – 2018. – С. 5-10.

9. Мусаева Р.Н., Комкин А.И. Акустическая эффективность экрана с цилиндрической насадкой на верхней кромке // Noise Theory and Practice. № 4(10). -2024; С. 1-88.

10. Буторина, М. В. Основы виброакустики. Теория и практика борьбы с шумом и вибрацией : учебник : в 2 т. / М. В. Буторина, Н. И. Иванов, А. Е. Шашурин. СПб. : Изд-во БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д. Ф. Устинова, 2024. Т. 1. 391 с. Т. 2. 380 с.

References

1. Ilyin A.A., Klimenko E.V. Methods of Providing Comfortable Microclimate Conditions// Plumbing, heating, air conditioning. – 2008. – N 70. – Pp. 89-99;

2. SanPiN 1.2.3685-21. Sanitary and epidemiological rules and regulations. Hygienic standards and requirements for ensuring the safety and (or) harmlessness of human habitat factors. Sanitary rules and regulations: approved by the Decree of the Chief State Sanitary Doctor of the Russian Federation dated 28.01.21 No. 2: put into effect on 01.03.21. – Text: electronic. – URL: <https://docs.cntd.ru/document/516587187>;

3. Tupov V.B. Reducing Noise from Large and Small Power Plants // Protection from High Noise and Vibration: Proceedings of the V All-Russian Scientific and Practical Conference with International Participation, St. Petersburg, March 18–20, 2015, edited by N.I. Ivanov. – St. Petersburg: Aising LLC, 2015. – P. 55-64;

4. Ivanov N.I., Semenov N.G., Tyurina N.V. Prediction and design of acoustical barriers for community noise reduction // Housing construction.– 2013. – № 6. – p. 10-12.

5. Tyurina, N. V. Prediction and design of noise barriers for stationary noise sources / N. V. Tyurina // 13th International Congress on Sound and Vibration 2006, ICSV 2006, Vienna, 02–06 июля 2006 года. Vol. 2. – Vienna, 2006. – P. 1615-1618. – EDN RLZRXL.

6. Tyurina N. V., Minina N. N., Shashurin A. E., Gogvadze M. G. Experimental study of noise barriers // Proceedings of the 26th International Congress on Sound and Vibration, ICSV 2019, Montreal, QC, July 07-11, 2019. – Montreal, QC: Canadian Acoustical Association, 2019.

7. Tyurina N.V., Ivanov N.I., Shashurin A.E., Bortsova S.S. Investigation of parameters influencing noise barrier efficiency// Proceedings of the 27th Annual Congress of International Institute of Acoustics and Vibration (IIAV), 11-16 July 2021. – 5p.

8. Shashurin A.E. Determination of Noise Barrier Effective Height and Acoustical Characteristics// Noise Theory and Practice. – № 4(2). – 2018. – p. 5-10.

9. Мусаева Р.Н., Комкин А.И. Acoustic Efficiency of the Screen with a Cylindrical Cap on the Upper Edge// Noise Theory and Practice. № 4(10). -2024; p. 1-88.

10. Butorina, M.V. Fundamentals of Vibroacoustics. Theory and Practice of Noise and Vibration Control: Textbook: in 2 volumes. / M.V. Butorina, N.I. Ivanov, A.E.Shashurin. SPb.: BSTU «ВОЕНМЕХ» named after D.F,Ustinov. 2024. v. 1. 391p. V. 2. 380p.

УДК: 621.9
OECD: 1.03 AA

Исследования и анализ закономерностей формирования акустических характеристик несущей системы станков расточной группы

Стуженко Н.И.¹, Шашурин А.Е.², Чукарин А.Н.^{3*}

¹К.т.н., доцент кафедры «Строительство и техносферная безопасность», Донской государственной технической университет, Институт сферы обслуживания и предпринимательства (филиал) ДГТУ, г. Шахты, РФ

²Д.т.н., профессор, ректор, Балтийский государственный университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, РФ

³Д.т.н., профессор, профессор кафедры «Безопасность жизнедеятельности», Ростовский государственный университет путей сообщения, г. Ростов-на-Дону, РФ

Аннотация

В статье представлены результаты исследования спектрального состава шума станков расточной группы. Объектом исследования стали горизонтально-расточные и отделочно-расточные станки различных конструктивных исполнений. Целью работы является анализ закономерностей формирования спектрального состава шума. Проведены измерения октавных уровней звукового давления для станков с различным типом привода главного движения: ступенчатым (2Н615, 2Е78П) и бесступенчатым. В ходе исследования установлено, что спектральный состав шума носит преимущественно среднечастотный характер. Выявлено превышение предельно допустимых уровней звукового давления в диапазоне 4–7 октавных полос. Наибольший уровень шума зафиксирован у станка модели 2Н615 (до 85 дБ в пятой октаве). Проведён корреляционный анализ между спектрами шума и вибраций элементов несущей системы. Установлено, что основным источником шумообразования является привод главного движения, при этом вклад станины в формирование звукового поля незначителен. Практическая значимость работы заключается в выявлении закономерностей формирования шума, что позволяет: оценивать шумовую нагрузку на рабочих местах; разрабатывать меры по снижению шума; проводить диагностику состояния оборудования по акустическим характеристикам.

Ключевые слова: спектральный анализ, уровень звукового давления, станки расточной группы, шумообразование, виброакустические характеристики, привод главного движения

Research and analysis of the patterns of formation of acoustic characteristics of the supporting system of boring machine tools

Stuzhenko N.I.¹, Shashurin A.E.², Chukarin A.N.^{3}*

¹PhD, Associate Professor of the Department of Construction and Technosphere Safety, Don State Technical University, Institute of Service Sector and Entrepreneurship (branch) of DSTU, Shakhty, Russia

²D.Sc., Professor, Acting Rector, Baltic State University 'VOENMEH' named after D.F. Ustinov, St. Petersburg, Russia

³D.Sc., Professor, Professor of the Department of Life Safety, Rostov State Transport University, Rostov-on-Don, Russia

Abstract

The article presents the results of a study of the spectral composition of noise in boring machines. The object of the study was horizontal boring and finishing boring machines of various designs. The aim of the work is to analyze the patterns of formation of the spectral composition of noise. Measurements of octave sound pressure levels were carried out for machines with different types of main drive: stepped (2N615, 2E78P) and stepless. The study found that the spectral composition of the noise is predominantly mid-frequency in nature. Exceeding the maximum permissible sound pressure levels in the range of 4-7 octave bands was revealed. The highest noise level was recorded for the 2N615 machine model (up to 85 dB in the fifth octave). A correlation analysis was carried out between the spectra of noise and vibrations of the elements of the supporting system. It was established that the main drive is the main source of noise generation, while the contribution of the bed to the formation of the sound field is insignificant. The practical significance of this work lies in identifying patterns in noise generation, which allows for: assessing noise loads in workplaces; developing noise reduction measures; and diagnosing equipment condition based on acoustic characteristics.

Keywords: spectral analysis, sound pressure level, boring machines, noise generation, vibroacoustic characteristics, main drive

Введение

Станки расточной группы являются основным оборудованием в машиностроении, обеспечивающим высокоточную обработку отверстий. Их несущая система (станина, стойки, траверсы) испытывает динамические нагрузки, порождающие вибрации и шумы. Анализ спектрального состава этих колебаний – важнейший инструмент диагностики состояния станка, прогнозирования его ресурса и оптимизации режимов резания [1], [2].

Актуальность исследования обусловлена необходимостью оценки акустических характеристик металлорежущих станков, поскольку уровни шума на рабочих местах часто превышают нормативные значения. Целью работы является анализ закономерностей формирования спектрального состава шума при работе станков расточной группы.

Методика исследования

Учитывая особенности приводов главного движения объектом исследования стали станки различных конструктивных исполнений: горизонтально-расточные станки с 22-ступенчатым приводом (модель 2Н615), а также отделочно-расточные вертикальные станки с 12-ступенчатым приводом (модели 2Е78П, 2Е781) и станки с бесступенчатым приводом главного движения. Методы измерений включали: определение октавных уровней звукового давления; анализ вибрационных характеристик элементов несущей системы; сравнительную оценку различных типов приводов [4]-[6].

Анализ спектрального состава уровней звукового давления выполнен для различных стадий реализации технологического процесса и наиболее акустически интенсивных моментов. На первом этапе измерялись октавные уровни звукового давления станков на холостом режиме работы при максимальных частотах вращения шпинделя. Проведенные исследования показали, что формирование излучаемой звуковой энергией станка обусловлено акустической энергией, излучаемой обрабатываемыми деталями, режущим инструментом, а также элементами корпуса и базовыми деталями самих станков. Оценка вклад звукового излучения корпусных и базовых деталей возможна исключительно при работе станков без нагрузки, так как в этом случае исключено звуковое излучение деталей и режущего инструмента. Результаты проведенных измерений приведены на рисунках 1-3.

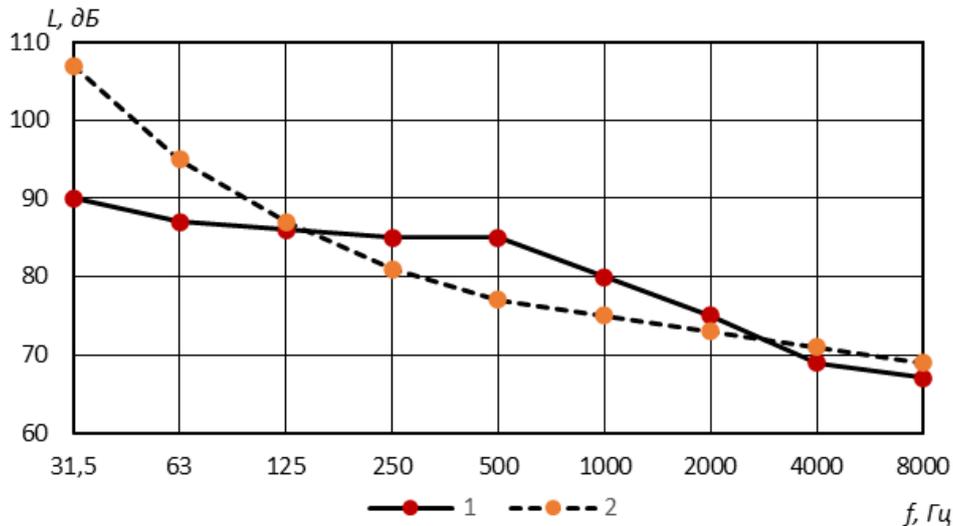


Рисунок 1 – Спектр шума холостого хода станка модели 2H615 (1), предельный спектр (2)

Наиболее высокие уровни звукового давления наблюдаются у горизонтально-расточного станка модели 2H615, имеющего 20 ступенчатую коробку передач (рисунок 1). Шумовой спектр станка характеризуется как среднечастотный. В диапазоне четвертой-седьмой октав регистрируются превышения установленных предельно допустимых уровней. Величины превышений составляют 4 дБ в четвертой, в пятой, где зафиксирован максимальный уровень звукового давления 85 дБ – 7 дБ, 5 дБ в шестой и 2 дБ в седьмой октавах.

Спектральные характеристики шума вертикальных отделочно-расточных станков в режиме холостого хода представлены на рисунке 2. Данное оборудование оснащено 12-ступенчатыми коробками передач, поэтому при идентичном спектральном составе, интенсивность звукового давления ниже на 2-3 дБ. Максимальный уровень звукового давления зафиксирован в пятой октаве и находится в пределах 82-83 дБ.

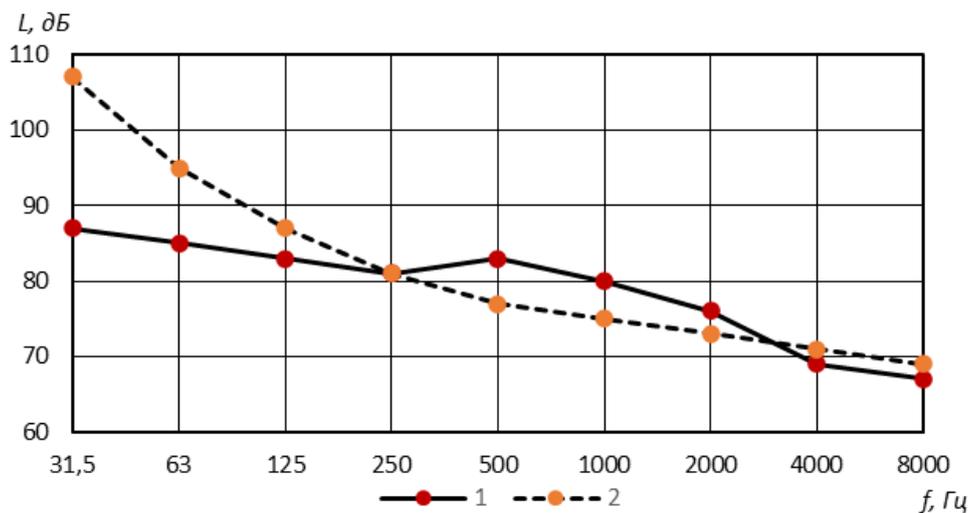


Рисунок 2 – Спектр шума холостого хода вертикальных отделочно-расточных станков (1), предельный спектр (2)

Уровни звукового давления превышают предельно-допустимые в пятой – седьмой октавах и величины превышений составляют 5, 4 и 2 дБ соответственно.

Эти данные соответствуют результатам исследований акустических характеристик при холостом режиме работы металлорежущих станков, оснащенных коробками передач со ступенчатым приводом. У станков с бесступенчатым приводом несмотря на значительную мощность привода, составляющую 19кВт у станков моделей 2636 и 2637 и 55 кВт у станка модели 2Б660, уровни звукового давления холостого хода не превышают предельно-допустимые значения (рисунок 3).

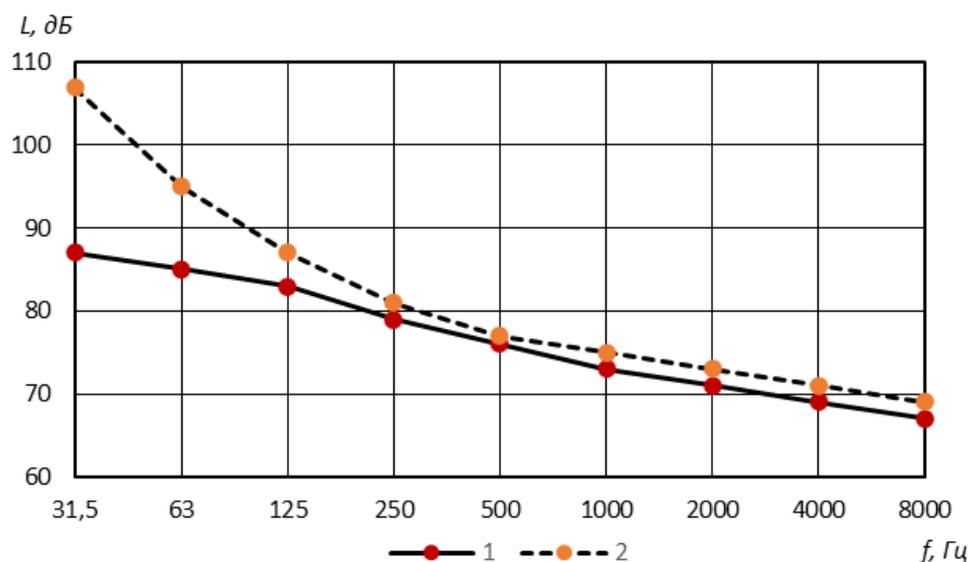


Рисунок 3 – Спектр холостого хода (1) станков с бесступенчатым приводом, (2) предельный спектр

Полученные данные демонстрируют, что уровни звукового давления, генерируемые станками вхолостую, значительно ниже показателей, фиксируемых в процессе обработки материалов. Вместе с тем, они позволяют идентифицировать доминирующие источники шума, связанные с работой двигателей, трансмиссии, системы охлаждения и других вспомогательных механизмов. Анализ спектрального состава выявил преобладание низкочастотных составляющих, что может быть обусловлено резонансными явлениями в массивных элементах конструкции и вибрацией корпуса. Данные измерений уровней звукового давления подтверждаются результатами измерений вибраций на корпусах привода главного движения.

Для дальнейшего подтверждения установленных закономерностей акустических свойств, в следующей серии экспериментов были определены значения виброскорости на поверхностях корпусов коробок передач тех же станков. Важно подчеркнуть, что замеры октавных уровней виброскорости проводились в акустическом диапазоне частот от 31,5 до 8000 Гц, что соответствует полосе частот, в которой регистрировались уровни звукового давления. Ввиду отсутствия нормативов по вибрации для элементов станка, графики 4-5 демонстрируют исключительно спектры вибрации. Максимальные уровни вибраций зафиксированы на корпусе коробки передач станка 2М165 (рисунок 4).

Спектральный состав вибраций корпуса коррелирует закономерностям акустических характеристик. Действительно, уровни вибраций, в диапазоне частот 250-1000 Гц, в котором превышаются уровни звукового давления, интенсивность вибраций составляет от 27 до 85 дБ. Уровни вибраций станины на 8-10 дБ ниже, чем на корпусе коробки передач. Дальнейший анализ показал, что источником вибраций с наибольшей амплитудой является ротор трансмиссии. Неравномерность его вращения, вызванная дисбалансом или дефектами подшипников, возбуждает колебания, которые

передаются на корпус трансмиссии, а затем и на общий корпус устройства. Амплитуда этих колебаний модулируется частотой вращения ротора и ее гармониками, что находит отражение в спектральном составе вибраций.

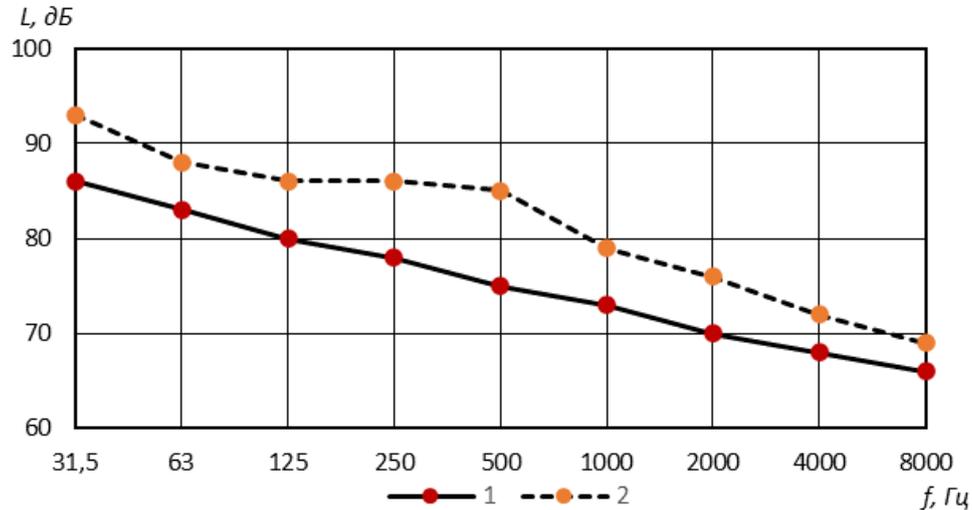


Рисунок 4 – Спектры вибраций станка модели 2М165: (1) коробка передач, (2) станина

Аналогичные закономерности распределения вибраций зафиксированы на элементах несущей системы станка модели 2Е78П (рисунок 5).

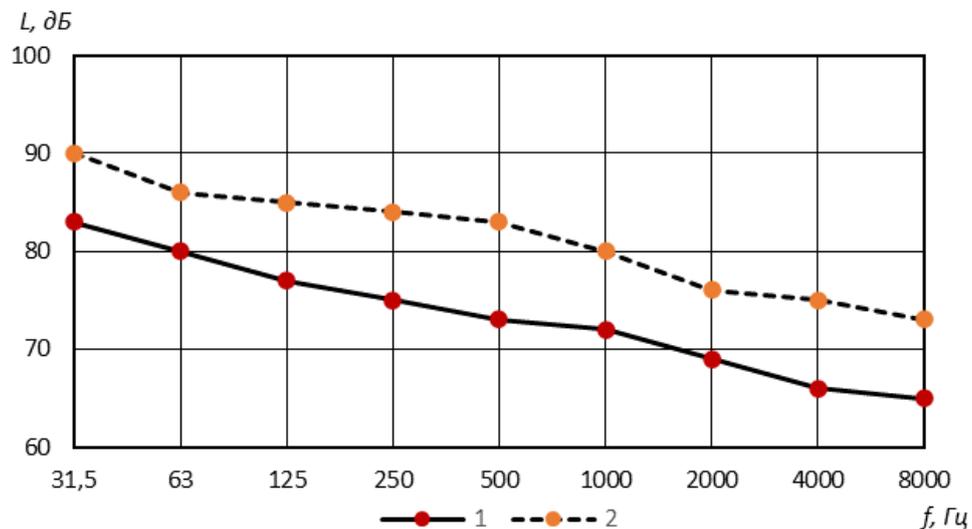


Рисунок 5 – Спектры вибраций станка модели 2Е78П: (1) коробка передач, (2) станина

При идентичности спектрального состава уровни вибраций на корпусе коробки, так и станины на 2-4 дБ ниже. Следует отметить, что у станка модели 2Б660 уровни вибраций также на 2-3 дБ ниже, чем у станка 2Е78П.

Выводы

Результаты экспериментальных исследований показали, что среди элементов несущей системы расточных станков в формировании звукового поля следует учитывать излучение звуковой энергии только привода главного движения, а излучением звука станины можно пренебречь [7-10].

Исходя из этих наблюдений, дальнейшие исследования и разработки, направленные на снижение акустического воздействия расточных станков, должны быть сфокусированы преимущественно на оптимизации работы привода главного движения. Это включает в себя анализ и модификацию конструктивных элементов привода, таких как редуктор, двигатель и шпиндель, с целью минимизации вибраций и шумов, возникающих в процессе их функционирования. В частности, перспективным направлением является применение виброизолирующих материалов и демпфирующих элементов в конструкции привода. Интеграция таких материалов в местах соединения различных компонентов, а также в корпусе привода, позволит значительно снизить передачу вибраций на несущую конструкцию станка и, как следствие, уменьшить уровень звукового излучения.

Список использованных источников

1. Чукарин, А.Н. Теория и методы акустических расчетов и проектирования технологических машин для механической обработки // Ростов н/Д: Изд. центр ДГТУ, 2005. - 151 с. - ISBN 5-7890-0326-5. - EDN QNAZWX.
2. Литвинов, А.Е. Корниенко В.Г., Сухонос Н.И. Исследование режимов резания на ленточнопильных станках // Станки Инструмент (СТИН). - 2010. - N 10. - С. 5-8.
3. Иванов, Н. И. Основы виброакустики : учебник для вузов. - Санкт-Петербург : Политехника, 2000. - 482 с. - ISBN 5-7325-0599-7. - EDN TGGCFB.
4. Баланова, М.В. Финоченко Т.А., Яицков И.А. Методика и техническое обеспечение проведения экспериментальных исследований по определению шума на рабочих местах // Труды Ростовского государственного университета путей сообщения. - 2019. - № 1. - С. 5-7. - EDN MKAIVJ.
5. Раздорский С.А., Финоченко Т.А., Чукарин А.Н., Яицков И.А. Характеристики шумового дискомфорта в рабочей зоне прутковых токарных станков // Мониторинг. Наука и технологии. - 2018. - № 3(36). - С. 81-84. - EDN YCMIFF.
6. Финоченко, Т.А. Методика проведения экспериментальных исследований шума прутковых токарных автоматов // Инновационные технологии в машиностроении и металлургии : Материалы IV Международной научно-практической конференции, Ростов-на Дону, 05-07 сентября 2012 года. - Ростов-на Дону: Донской государственный технический университет, 2012. - С. 263-268. - EDN JDVMJB.
7. Balanova M.V., Finochenko T.A., Pereverzev I.G. Physical factors affecting the reliability of rail crane operators // Dependability. - 2019. Т. 19(1). - С. 36-39. <https://doi.org/10.21683/1729-2646-2019-19-1-36-39> - EDN YZDXML.
8. Локтев А.Д., Гущин И.Ф., Батуев В.А. Общемашиностроительные нормативы режимов резани. Справочник: в 2-х т. М.: Машиностроение, 19991. - 640 с.
9. Курченко П.С., Шашурин А.Е., Разаков Ж.П., Чукарин А.Е. Theoretical study of the vibration excitation and noise generation processes of the grinding wheels of thread and spline grinding machines // AKUSTIKA. - 2021. -Т. 39. - С.175-178. DOI 10.36336/akustika202139173.
10. Яицкова, Н. М. Снижение шума металлорежущих станков / Н. М. Яицкова, Т. А. Финоченко, И. Г. Переверзев // Труды Ростовского государственного университета путей сообщения. - 2020. - N 2(51). - С. 112-115. - EDN BIWPKX.

References

1. Chukarin A.N. Theory and method of acoustic calculations and design of technological machines for machining. Rostov n/a, DSTU Publishing Center. - 2004. - 152 p. ISBN 5-7890-0326-5. – EDN QNAZWX
2. Litvinov A.E., Kornienko V.G., Sukhonosov N.I. Study of cutting modes on band saw machines // Machine Tool (STIN). - 2010. - N. 10. - P. 5-8.
3. Ivanov N.I.: Fundamentals of vibroacoustics. - St. Petersburg: Polytechnic, 2020. - 482 p.– ISBN 5-7325-0599-7. – EDN TGGCFB.
4. Balanova, M.V. Finochenko T.A., Yaitskov I.A. Methodology and technical support for conducting experimental studies to determine noise in the workplace // Proceedings of the Rostov State Transport University. - 2019. - N. 1. - P. 5-7. - EDN MKAIVJ.
5. Razdorsky S.A., Finochenko T.A., Chukarin A.N., Yaitskov I.A. Characteristics of noise discomfort in the working area of bar turning machines // Monitoring. Science and Technology. - 2018. - N. 3 (36). - P. 81-84. - EDN YCMIFF.
6. Finochenko, T.A. Methodology for conducting experimental studies of the noise of bar turning machines // Innovative technologies in mechanical engineering and metallurgy: Proceedings of the IV International scientific and practical conference, Rostov-on-Don, September 5–7, 2012. – Rostov-on-Don: Don State Technical University, 2012. – P. 263–268. – EDN JDVMJB.
7. Balanova M.V., Finochenko T.A., Pereverzev I.G. Physical factors affecting the reliability of rail crane operators. Dependability. – 2019. –Vol. 19(1). - P. 36–39. <https://doi.org/10.21683/1729-2646-2019-19-1-36-39> – EDN YZDXML.
8. Loktev A.D., Gushchin I.F., Batuev V.A., General engineering standards for cutting modes. Handbook: in 2 volumes // Moscow: Mashinostroenie, 19991. - 640 p.
9. Kurchenko P.S., Shashurin A.E., Razakov Zh.P., Chukarin A.E. Theoretical study of the vibration excitation and noise generation processes of the grinding wheels of thread and spline grinding machines // AKUSTIKA. – 2021. - Vol. 39. - P. 175-178. DOI 10.36336/akustika202139173.
10. Yaitskova, N.M. Finochenko T.A., Pereverzev I.G. Noise reduction of metal-cutting machines // Proceedings of the Rostov State Transport University. - 2020. - N 2 (51). - P. 112-115. - EDN BIWPKX.



X Всероссийская научно-практическая конференция с международным участием «Защита от шума и вибрации»

Данный выпуск журнала посвящен юбилейной конференции «Защита от шума и вибрации», которая успешно прошла 1-3 октября 2025 года в Балтийском государственном техническом университете «ВОЕНМЕХ» имени Д. Ф. Устинова, в городе Санкт-Петербурге.

Проведение конференции обеспечило профессиональное обсуждение актуальных вопросов виброакустики фундаментального и прикладного характера, ознакомление с наилучшими практиками в области борьбы с шумом и вибрацией, повышение квалификации для заинтересованных лиц, а также способствовало развитию научно-технического сотрудничества и предоставило возможность изучить разработки студентов и молодых ученых, принявших участие в конкурсе в номинациях «Юный акустик» и «Путь в науку».

С приветственным словом к участникам конференции обратились председатель организационного комитета конференции, ректор БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, доктор технических наук, профессор Александр Евгеньевич Шашурин и президент конференции, доктор технических наук, профессор Николай Игоревич Иванов.

Они отметили значимость научных исследований в области защиты от шума и вибрации, подчеркнув вклад Военмеха в развитие инженерных направлений в области виброакустики и пожелали участникам интересной и плодотворной научной дискуссии.



Ректор БГТУ, д.т.н., профессор А.Е. Шашурин



Президент конференции, заслуженный деятель науки РФ, д.т.н., профессор БГТУ «ВОЕНМЕХ» Н.И. Иванов

В первый день конференции были представлены пленарные доклады, в том числе, «Об особенностях учета авиационного шума при разработке градостроительной документации», начальником отдела градоэкологического обоснования развития территорий Санкт-Петербурга «НИПЦ Генплана Санкт-Петербурга», д.г.н. Павловским А.А., «Определение изоляции воздушного шума строительным изделием на основе измерения интенсивности звука» главным научным сотрудником НИИСФ РААСН д.т.н. Цукерниковым И.Е., «Опыт проектирования, строительства и эксплуатации шумозащитных экранов на объектах государственной компании «Автодор» заместителем директора Департамента проектирования, технической политики и инновационных технологий ГК «АВТОДОР», к.т.н. Ильиным С.В., «Эксплуатация системы мониторинга шума стройплощадок с применением критерия шумности и алгоритмов машинного обучения» генеральным директором ООО «Центр экологической безопасности гражданской авиации» Картышевым М. О., «Комплексный подход к проектированию радиоэлектронной аппаратуры летательных аппаратов в части виброустойчивости» зам. ген. директора по развитию гражданской продукции АО «Ульяновское конструкторское бюро приборостроения» Азовым М. С., «Особенности использования полимерных композитных материалов в целях звукоизоляции и звукопоглощения» профессором Самарского государственного технического университета, д.т.н. Васильевым А.В. и другие.



Главный научный сотрудник НИИСФ РААСН,
д.т.н. Цукерников И.Е.



Зам. директора Департамента проектирования,
технической политики и инновационных
технологий ГК «АВТОДОР», к.т.н. Ильин С.В.



Генеральный директор ООО «Центр
экологической безопасности
гражданской авиации» Картышев М. О.



Председатели пленарного заседания д.т.н. Буторина М.В.
и д.т.н. Куклин Д.А.

Второй день конференции начался с проведения круглого стола «Вибрационные и акустические средства роботизированных беспилотных платформ» под председательством и.о. зав. кафедрой «Экология и производственная безопасность» БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, к.т.н. Олейникова Алексея Юрьевича.



2 октября прошли 15 параллельных секционных заседаний, состоялся конкурс молодых учёных и техническая экскурсия на завод Арктос для ознакомления с акустическим и аэродинамическим стендами, а также средствами снижения шума на производстве. Вторая техническая экскурсия для ознакомления с лабораториями и цехами Инжинирингового центра "Кронштадт", работа которых связана с применением виброакустического оборудования, состоялась 3 октября после завершения обучающего семинара. Технические экскурсии проводились в рамках конференции впервые и вызвали живой интерес у участников.



Всего на конференции было представлено 114 докладов, из них: 12 пленарных, 68 секционных, 9 - в рамках круглого стола, 7 - на обучающем семинаре, 18 - в конкурсе молодых ученых. Для публикации в сборнике трудов конференции и в журнале Noise Theory and Practice было получено более 80 статей.



Все три дня конференции участники имели возможность ознакомиться с оборудованием, программным обеспечением и услугами компаний, представителей выставки: приборостроительной компании «НТМ-Защита», ООО «АСМ тесты и измерения», группы компаний «Интеграл», ООО «Технопроект», ООО «Институт Виброакустических Систем».



В конференции приняли участие более 220 человек, в том числе более 190 очно и более 40 онлайн, из России, Беларуси, Китая, Вьетнама и Узбекистана. Наибольшее количество участников было из Санкт-Петербурга и Москвы, также присутствовали специалисты из Самары, Екатеринбурга, Казани, Нижнего Новгорода, Ростова-на-Дону, Саранска, Таганрога, Ульяновска и других городов. Конференция прошла с большим успехом, продемонстрировав высокий уровень исследований и инновационные подходы к решению актуальных проблем виброакустики.



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, защите 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".

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
2025