

ISSN 2412-8627

Vol. 8 No. 3

(12+)

Noise

Theory and Practice

Scientific Journal



III
2022

Acoustic Design Institute

Редакционная коллегия

Главный редактор

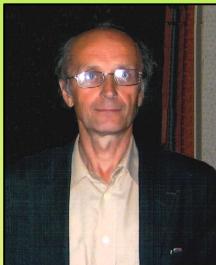
Иванов Николай Игоревич



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

Заместитель главного редактора

Курцев Геннадий Михайлович



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

Члены редакционной коллегии

Шашурина Александр Евгеньевич



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

Элеонора Карлетти



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

Тюрин Александр Павлович



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

Заплетников Игорь Николаевич



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

Серджио Луцци



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

Тупов Владимир Борисович



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

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)

Редакционная коллегия

2

Буторина Марина Вадимовна



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

Тюрина Наталья Васильевна



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

Рассошенко Юлия Сергеевна



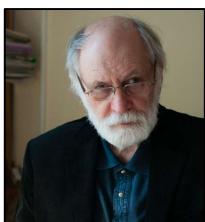
Кандидат технических наук,
доцент кафедры "Экология и
производственная безопасность"
Балтийского государственного
технического университета
"ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова
(г. Санкт-Петербург, РФ)

Дэвид Копли



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

Емельянов Владислав Николаевич



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

Элькин Юрий Иосифович



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

Editorial Board

3

Editor-in-chief

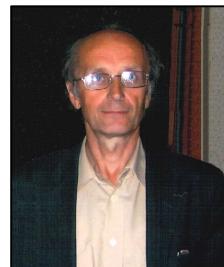
Nickolay Ivanov



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

Deputy Editor-in-Chief

Gennadiy Kurzhev



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

Members of the Editorial Board

Aleksandr Shashurin



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

Igor Zapletnikov



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

Eleonora Carletti



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

Sergio Luzzi



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

Alexander Tyurin



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

Andrey Vasilyev



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

Vladimir Tupov



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

Ilya Tsukernikov



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

Editorial Board

4

Marina Butorina



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

Natalya Tyurina



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

Iuliia Rassoshenko



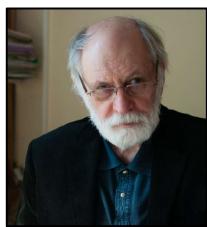
Ph.D. of Engineering Science, Senior
Researcher of the Scientific Research
Unit, Assistant Professor of the
Department of Ecology and Industrial
Safety of the Baltic State Technical
University 'VOENMEH' named after
D.F. Ustinov
(St. Petersburg, Russia)

David Copley



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

Vladislav Emelyanov



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

Yuri Elkin



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

Научный журнал

Том 8 №3

Учредитель

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

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

выпускается с 2015 г.

Основателем Журнала является д.т.н., профессор кафедры "Экология и производственная безопасность" Балтийского государственного технического университета "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова основатель транспортной акустики в России - Иванов Николай Игоревич.

"Noise Theory and Practice" посвящен фундаментальным проблемам в области 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

**Кирпичников В.Ю., Петров А.А.,
Олейников А.Ю.**

РУС

Экспериментальные исследования эффективности резонансных пластиначатых (полосовых) вибропоглотителей
стр. 7-15

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

Сравнение методов расчета распространения шума железнодорожного транспорта в различных типах застройки
стр. 16-33

Васильев В.А.

РУС

Проблема выбора акустического центра автотранспортного потока

стр. 34-42

Набоков А.Е., Яицков И.А., Шамшура С.А.

РУС

Расчет скоростей колебаний узла резания шлифовальных станков

стр. 43-51

Васильева В.К.

РУС

Теоретическая оценка спектров воздушной составляющей шума на примере дрезины АС-1А и автомотрисы АСГ-30П

стр. 52-60

Scientific Journal

Vol. 8 No. 3

The founder

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

The Online Scientific Journal

'Noise Theory and Practice'

has been published since 2015.

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

'Noise Theory and Practice'
is devoted to the fundamental
problems in the field of
vibroacoustics and accepts papers
in the following areas:

- 29.00.00 Physics
- 29.37.00 Acoustics
- 43.00.00 General and complex
issues of natural and exact sciences
- 87.00.00 Environmental protection.

Human ecology.

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

Location address of the Editorial office

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

+7 (812) 495-77-97

www.noisetp.com

e-mail: secretary@noisetp.com

Executive Secretary

Khrapko Natalya

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

The certificate of registration

ЭЛ № ФС 77-74057

Contents

Kirpichnikov V.Yu., Petrov A.A., Oleinikov A.Yu.

RUS

Investigations of the effectiveness of resonant plate (band)
vibration dampers

pp. 7-15

Shabarova A.V., Butorina M.V., Kuklin D.A.

RUS

Comparison of methods for calculating the propagation
of railway transport noise in various types of building

pp. 16-33

Vasilyev V.A.

RUS

The problem of choosing the acoustic center
of the traffic flow

pp. 34-42

Nabokov A.E., Yaitskov I.A., Shamshura S.A.

RUS

Calculation of the oscillation speeds of the cutting node of
slot-milling machines

pp. 43-51

Vasilyeva V.K.

RUS

Theoretical evaluation of the spectra of the airborne
noise component on the example of AS-1A railcar and
ASG-30P handcar

pp. 52-60

УДК: 629.5.015.5

OECD: 01.03. АА

Экспериментальные исследования эффективности резонансных пластинчатых (полосовых) вибропоглотителей

Кирпичников В.Ю.¹, Петров А.А.², Олейников А.Ю.^{3*}

¹ Д.т.н., главный научный сотрудник

² К.ф.-м.н., научный сотрудник

³ К.т.н., доцент, БГТУ "ВОЕНМЕХ", им. Д. Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, РФ

^{1,2} ФГУП «Крыловский государственный научный центр», г. Санкт-Петербург, РФ

Аннотация

Описана конструкция испытанных резонансных пластинчатых (полосовых) вибропоглотителей с диссипативным слоем на основе полимерной пленки с большим вибропоглощением. Приведены результаты экспериментальных исследований их эффективности при различных вариантах соединения и нахождения на металлических пластинах с малыми и большими потерями колебательной энергии. Проведено сравнение пластинок РПВ (резонирующие пластинчатые вибропоглотители). Пластина первого типа приклеивалась к демпфируемой пластине посредством полимерной пленки из поливинилацетата, а пластина РПВ второго типа, задемпфированная АВП (армированным вибропоглащающим покрытием) на основе той же пленки, закреплялась с зазором к пластине с помощью болтового соединения. Установлено, что при механическом соединении с зазором вибропоглотители имеют существенно лучшую эффективность, чем вибропоглотители, контактирующие с пластиной через полимерную пленку, и армированное вибропоглащающее покрытие с большей массой. Показано, что для достижения лучшей эффективности вибропоглотитель должен находиться в зоне пучности формы изгибных колебаний пластины с резонансной частотой, на которую он настроен.

Ключевые слова: пластина, вибрация, резонансные вибропоглотители, способы и места установки, эффективность.

Investigations of the effectiveness of resonant plate (band) vibration dampers

Kirpichnikov V.Yu.¹, Petrov A.A.², Oleinikov A.Yu.^{3*}

¹ DSc, Principal Researcher

² PhD, Researcher

³ PhD, Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D.F. Ustinova, St. Petersburg, Russia

^{1,2} Federal State Unitary Enterprise 'State Scientific Center Krylovsky', St. Petersburg, Russia

Abstract

The design of the tested resonant plate (strip) vibration absorbers with a dissipative layer based on a polymer tape with high vibration absorption is described. The results of experimental studies of their effectiveness in various connection options and being on metal plates with small and large losses of vibrational energy are presented. A comparison of RPV plates (resonating plate vibration absorbers) was carried out. The plate of the first type was glued to the damped plate by means of a polymer film made of polyvinyl acetate, and the RPV plate of the second type, damped by RVC (reinforced vibration absorbing coating) based on the same film, was fixed with a gap to the plate using a bolted connection. It has been found that when mechanically

*E-mail: oleinikov_aiu@voenmeh.ru (Олейников А.Ю.)

connected with a gap, vibration absorbers have significantly better efficiency than vibration absorbers in contact with the plate through a polymer tape and a reinforced vibration absorbing coating with a larger mass. It is shown that in order to achieve the better efficiency, the vibration absorber must be located in the antinode zone of the shape of the bending vibrations of the plate with the resonant frequency to which it is tuned.

Keywords: plate, vibration, resonant vibration absorbers, installation methods and locations, efficiency.

Введение

Одним из основных направлений улучшения акустических характеристик транспортных средств и оборудования является уменьшение уровней вибрации их корпусных и внутрикорпусных конструкций. Особенно актуальным это направление является, когда в спектрах вибрации и (или) шумоизлучения конструкций обнаруживаются интенсивные низкочастотные максимумы резонансного происхождения и отсутствует возможность уменьшения их уровней путем улучшения виброшумовых характеристик источника вибрации и (или) повышения эффективности средств его виброизоляции.

Снижение уровней низкочастотных максимумов вибрации (шумоизлучения) может быть достигнуто при установке на конструкции грузов, виброгасителей (грузов с упругим элементом) и при облицовке конструкций армированными вибропоглощающими покрытиями [1–3, 10–14].

1. Методы снижения уровней низкочастотных максимумов вибрации

Одним из основных недостатков существующих средств снижения вибрации является их большая масса. Например, нашедшие широкое применение армированные вибропоглощающие покрытия (АВП) с диссипативным слоем, изготавливаемым обычно из резины, имеют малую эффективность на низких резонансных частотах при относительной массе μ , достигающей 40–50 % от массы демпфируемой конструкции [3, 4].

Существенно меньшую массу при лучшей эффективности на этих частотах имеют АВП с диссипативным слоем в виде полимерной пленки из материала с большими потерями колебательной энергии [5]. При облицовке ими конструкций достигаются на низких частотах потери с коэффициентом около 0.1.

Альтернативными, менее габаритными чем АВП, средствами низкочастотного виброгашения (вибродемпфирования) конструкций являются резонирующие (далее резонансные) пластиначатые или полосовые вибропоглотители (РПВ). Они представляют собой пластинку (полоску) с вибропоглощающим материалом или АВП на ее поверхности.

Результаты экспериментальных исследований эффективности вибродемпфирования низкочастотных изгибных колебаний конструкций с использованием резонансных пластиначатых вибропоглотителей содержатся в работах [6, 7]. Испытывались два типа РПВ (рис. 1).

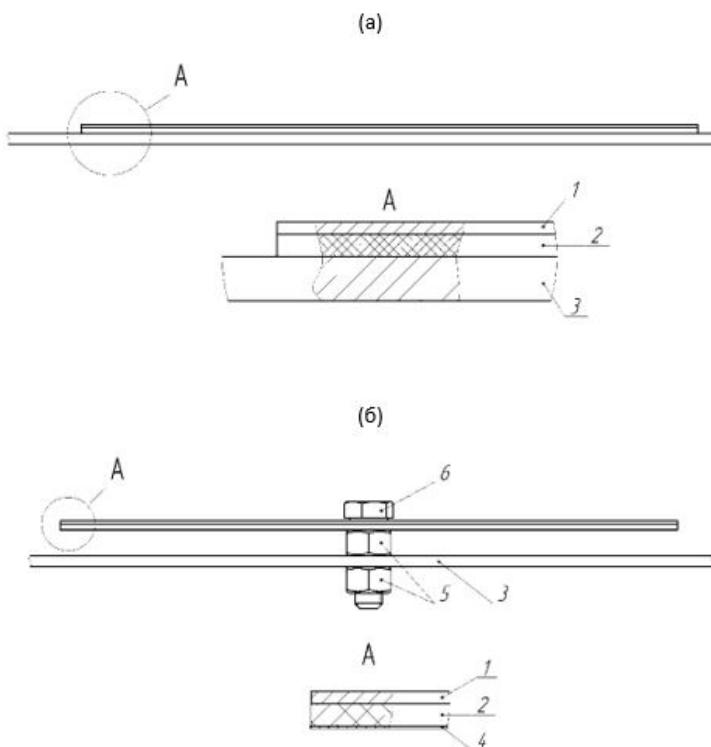


Рис. 1. Схемы РПВ первого (а) и второго (б) типов: 1 – пластинка; 2 – диссипативный слой; 3 – демпфируемая пластина; 4 – армирующий слой; 5 – гайка; 6 – болт.

Пластинка РПВ первого типа приклеивалась к демпфируемой пластине посредством полимерной пленки из поливинилацетата, а пластина РПВ второго типа, задемпфированная АВП на основе той же пленки, закреплялась с зазором к пластине с помощью болтового соединения. При относительной массе РПВ не более 4 % массы демпфируемой пластины максимальная эффективность на низшей резонансной частоте изгибных колебаний пластины составила 29 дБ. Она была зарегистрирована при болтовом соединении РПВ с пластиной, находящимся в геометрическом центре – пучности формы ее колебаний на соответствующей резонансной частоте.

Пластинки всех испытанных РПВ имели достаточно большое и примерно одинаковое (~ 0.71) отношение их ширины b к длине l . При практическом решении задачи уменьшения уровней вибрации конструкций установить на них РПВ в виде пластинок с указанным или большим отношением b/l не всегда оказывается возможным.

В этих случаях можно использовать резонансные полосовые вибропоглотители, имеющие отношение $b/l \leq 0.4$, а, следовательно, и меньшую, чем пластинчатые РПВ, площадь. Согласно расчету, колебания полосовых вибропоглотителей на их низшей резонансной частоте имеют изгибную форму – оптимальную, как показано в работах [6, 7], для достижения большей эффективности РПВ.

2. Экспериментальные исследования резонансных пластинчатых (полосовых) вибропоглотителей

Приведем результаты экспериментальных исследований уменьшения, с помощью резонансных полосовых вибропоглотителей, уровней низкочастотной вибрации пластины – модели участка плоских инженерных конструкций, расположенного между их соседними подкрепляющими элементами. Размеры пластины в плане составляли 0.52×0.38 м, толщина – $1.5 \cdot 10^{-3}$ м.

Испытанные РПВ в виде полоски, приклеенной к пластиине с помощью ранее указанной полимерной пленки, имели длину 0.15 и 0.19 м. Расчетные значения низшей резонансной частоты f_1 изгибных колебаний полосок, имеющих толщину $0.56 \cdot 10^{-3}$ м, совпадали с измеренными значениями второй ($f_{21} = 129$ Гц) и первой ($f_{11} = 80$ Гц) резонансных частот изгибных колебаний демпфируемой пластины.

Была определена эффективность трех РПВ длиной 0.15 м, имеющих ширину 0.02 м ($\mu = 0.6\%$), 0.04 м ($\mu = 1.2\%$) и 0.06 м ($\mu = 1.8\%$), и одного РПВ длиной 0.19 м ($\mu = 2.3\%$). Под эффективностью понимается превышение уровней входной вибровозбудимости A/F , дБ, пластины при отсутствии РПВ над соответствующими уровнями при его наличии, где $A/F = 20\lg(AF_0/F_{a0})$; A – уровень виброускорения, $\text{м}/\text{с}^2$, пластины в точке возбуждения вибромолотком с силой F , Н; $F_0 = 1$ Н; a_0 – пороговый уровень виброускорения, равный $10^{-6}\text{м}/\text{с}^2$.

Наибольшая эффективность всех РПВ длиной 0.15 м была зарегистрирована при их последовательном симметричном расположении относительно пучности формы изгибных колебаний пластины с двумя полуволнами вдоль длинных и с одной полуволной вдоль коротких кромок пластины. Значения Э (эффективность), дБ, на частоте f_{21} при наличии на ней РПВ шириной 0.02, 0.04 и 0.06 м при измерении входной вибровозбудимости пластины в пучности формы ее колебаний оказались равными 9, 15 и 20 дБ соответственно. Коэффициент потерь η возрос примерно в 3, 5 и 10 раз.

Уменьшение уровней A/F , дБ, особенно при установке на пластиину РПВ шириной 0.06 м, наблюдалось и на более высоких резонансных частотах. На низшей резонансной частоте (80 Гц) колебаний пластины эффективность РПВ длиной 0.15 м с его резонансной частотой $f_1 > 1.5f_{11}$ оказалась равной 4 дБ.

Примерно такие же значения эффективности были зарегистрированы при испытаниях РПВ с размерами в плане 0.19×0.06 м, частотно настроенного на низшую резонансную частоту изгибных колебаний пластины. При нахождении РПВ в зоне геометрического центра (ГЦ) пластины уровни ее входной вибровозбудимости в ГЦ уменьшились на 21 дБ, а в пучности формы 2-1 изгибных колебаний – на 5 дБ.

Эффективность РПВ в виде полоски, облицованной АВП на основе указанной полимерной пленки и кровельного железа толщиной $0.18 \cdot 10^{-3}$ м, оказалась существенно большей.

На рис. 2 приведены спектры входной вибровозбудимости, измеренной в пучности формы колебаний 2-1 при отсутствии и наличии, с болтовым креплением в этой пучности, РПВ с размерами в плане 0.15×0.06 м. Уменьшение уровней входной вибровозбудимости на резонансной частоте $f_{21} = 129$ Гц пластины, близкой к расчетному значению низшей резонансной частоты f_1 изгибных колебаний РПВ, составило 37 дБ.

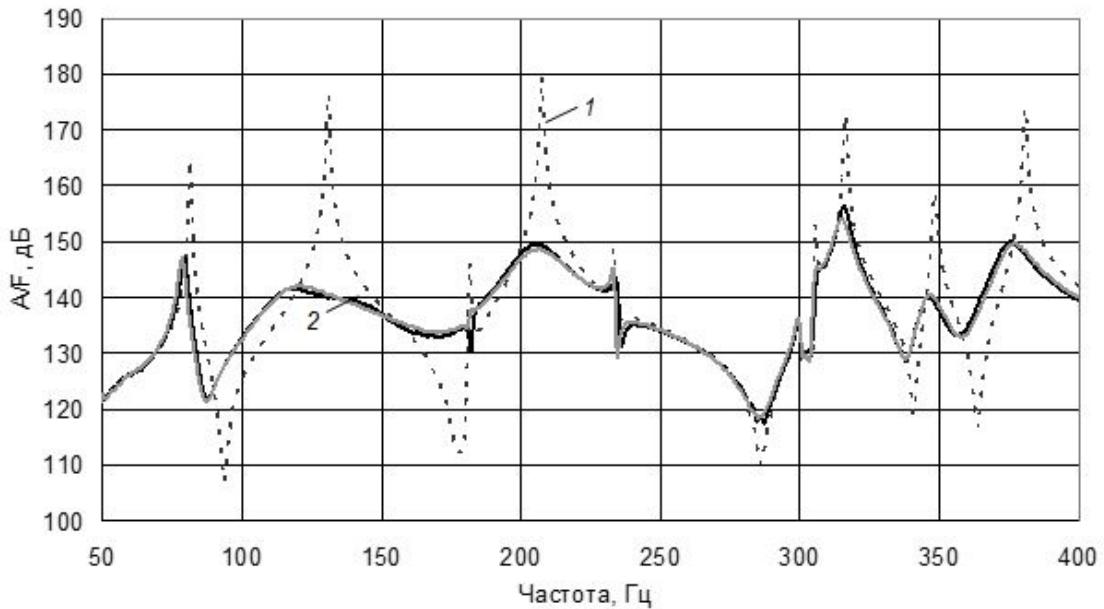


Рис. 2. Спектры входной вибровозбудимости демпфируемой пластины при отсутствии (1) и установке (2) РПВ на основе полосы с размерами в плане 0.15×0.06 м
(точечное соединение)

Был получен коэффициент потерь равный 0.24, это оказалось больше его значения в отсутствии РПВ почти в **100 раз**. На других резонансных частотах изгибных колебаний пластины была получена эффективность РПВ равная 17–29 дБ.

Значительно большая эффективность РПВ при болтовом соединении с пластиной по сравнению со случаем контакта с ней резонирующей полоски через полимерную пленку обусловлена лучшими условиями для реализации в полоске интенсивных резонансных колебаний и их виброгашения армированным покрытием.

Описанные выше и в работах [6, 7] экспериментальные исследования эффективности пластинчатых и полосовых резонирующих вибропоглотителей были проведены при их установке на пластину с малыми потерями ($\eta \approx 2 \cdot 10^{-3}$) колебательной энергии. Потери в пластинах конструкций транспортных средств, как правило, существенно больше. Во многих случаях, особенно при наличии различного рода средств вибродемпфирования, значения коэффициента потерь находятся в пределах 0.05–0.1.

Вместе с тем, при возбуждении таких конструкций, вызывающем появление в спектрах их вибрации и шумоизлучения широкополосных резонансных максимумов, часто возникает необходимость более значительного уменьшения их уровней. Задача дальнейшего повышения потерь колебательной энергии в пластинах может быть решена установкой на них резонансных полосовых вибропоглотителей.

Испытания эффективности РПВ были выполнены с использованием пластины с прежними размерами, облицованной АВП, содержащим слой полимерной пленки из поливинилацетата толщиной $0.5 \cdot 10^{-3}$ м и стальной лист такой же толщины [8].

Для уменьшения уровней низшего резонансного максимума колебаний пластины ($\eta = 0.124$) в зоне ее ГЦ были установлены три РПВ (рис. 3) с размерами $0.16 \times 0.057 \times 0.56 \cdot 10^{-3}$ м, настраиваемых на частоту f_{11} с использованием двух грузов цилиндрической формы массой 0.048 кг. Диссипативным слоем РПВ являлась та же полимерная пленка ранее указанной толщины, а армирующим – стальная полоска толщиной $0.18 \cdot 10^{-3}$ м. Общая масса РПВ с грузами, болтами и гайками составляла 14 % массы пластины и была примерно в 2 раза меньше массы АВП на пластине. Уровень наибольшего расщепленного резонансного максимума вибрации пластины оказался меньше уровня гасимого максимума на 13 дБ (рис. 4), а коэффициент потерь составил 0.45.



Рис. 3. Фото рамы и облицованной покрытием пластины с тремя резонирующими полосовыми вибропоглотителями

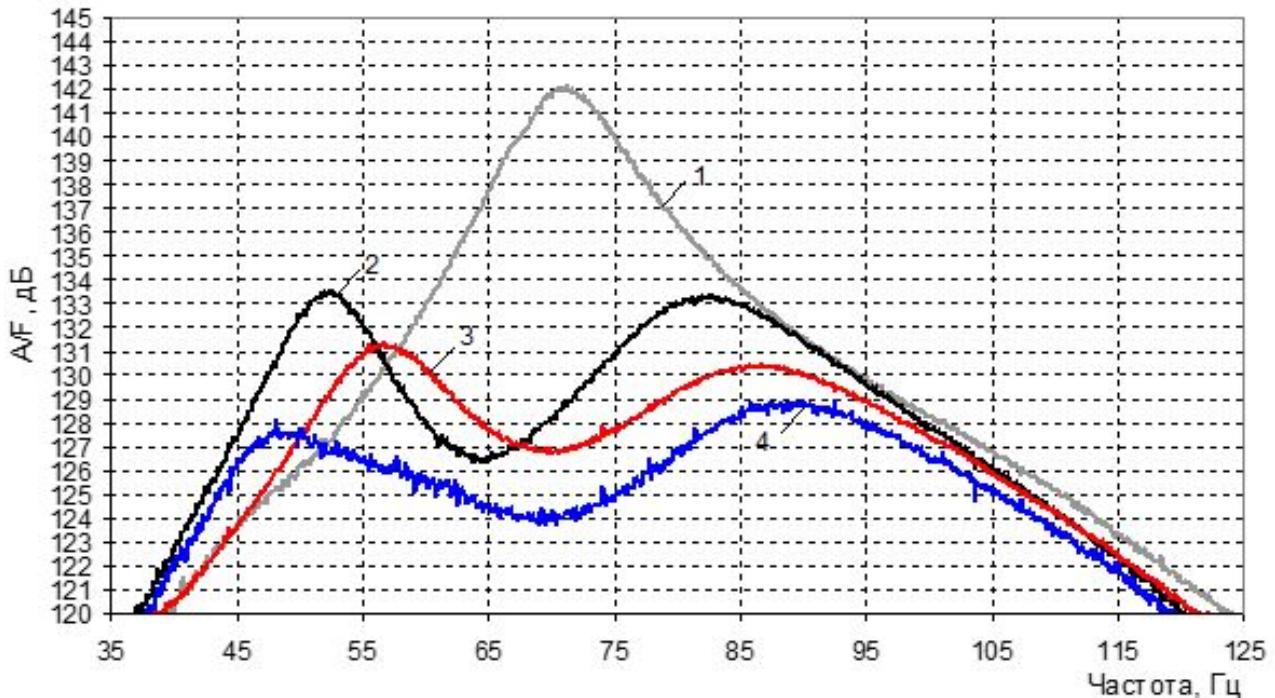


Рис. 4. Спектры входной вибровозбудимости облицованной армированным вибропоглощающим покрытием пластины при отсутствии (кривая 1) и наличии одного (кривая 2), двух (кривая 3) и трех (кривая 4) резонирующих полосовых вибропоглотителей

Заключение

Высокая эффективность резонансных полосовых вибропоглотителей, имеющих малую массу, была зарегистрирована и при проведении исследований по уменьшению уровней низкочастотной вибрации и шумоизлучения обтекаемой пластины [7] и трубчатой конструкции [9].

Полученные результаты могут быть использованы при выполнении работ по снижению уровней низкочастотной вибрации и шумоизлучения корпусных и внутрикорпусных конструкций транспортных средств и оборудования различного функционального назначения.

Список литературы

1. Алексеев А.М., Сборовский А.К. Судовые виброгасители. Л. 1962.
2. Лебедев А.В. // Акуст. журн. 1989. Т. 35. № 4. С. 689.
3. Никифоров А.С. Акустическое проектирование судовых конструкций. Справочник. Л.: Судостроение, 1990. 198 с.
4. Ионов А.В. Средства снижения вибрации и шума на судах. СПб. 2000. 348 с.
5. Кирпичников В.Ю. Вред и польза резонансных явлений в элементах судовых конструкций. СПб. 2019. 174 с.
6. Кирпичников В.Ю., Сятковский А.И., Шлемов Ю.Ф. Высокоэффективные средства низкочастотного вибродемпфирования с упругим элементом из полимерной пленки // Судостроение. 2020. Вып. № 1. С. 44–47.
7. Кирпичников В.Ю., Петров А.А. Низкочастотные пластиначатые (полосовые) вибропоглотители и результаты исследований их эффективности. Труды конференции РАО. 2022.
8. Кирпичников В.Ю., Кощеев А.П., Петров А.А., Савенко В.В. О низкочастотном вибродемпфировании пластины с большими потерями колебательной энергии // Труды Крыловского ГНЦ. 2021. Вып. № 1(395). С. 149–153.
9. Кирпичников В.Ю., Петров А.А., Смольников В.Ю., Шлемов Ю.Ф., Яковлева Е.В. Экспериментальные исследования эффективности резонирующих полосовых вибропоглотителей при установке на трубчатую конструкцию // Труды Крыловского ГНЦ. 2018. Вып. № 1(383). С. 107–112.
10. WEI, Wei & Zhu, Shengyang & Zhai, Wanming & Zhang, Qinglai. (2021). Low frequency vibration reduction method for floating slab tracks based on tuned viscous mass damper. SCIENTIA SINICA Technologica. 51. 10.1360/SST-2020-0495.
11. Jiang, Peibin & Ling, Liang & Ding, Xin & Chi, Shengchao & Zhang, Tao & Wang, Kaiyun & Zhai, Wanming. (2021). Resonance of railway vehicles induced by floating-slab tracks: mechanism and countermeasures. Vehicle System Dynamics. 1-20. 10.1080/00423114.2021.1995610.
12. Corlett, E.N.. (1977). Infrasound and low frequency vibration. Applied Ergonomics - APPL ERGON. 8. 117-117. 10.1016/0003-6870(77)90105-3.
13. Zerbi, Giuseppe. (1970). Low Frequency Vibrations of Polymers. 10.1007/978-1-4684-1863-7_16.
14. Reust, D.. (2021). Low frequency vibrator transformation. 1-5. 10.3997/2214-4609.202113123.

References

1. Alekseev A.M., Sborovsky A.K. Ship vibration dampers. L. 1962.
2. Lebedev A.V. // Acoustic. journal. 1989. Vol. 35. No. 4. p. 689.
3. Nikiforov A.S. Acoustic design of ship structures. Handbook. L.: Shipbuilding, 1990. 198 p
4. Ionov A.V. Means of reducing vibration and noise on ships. SPb. 2000. 348 p.
5. Kirpichnikov V.Yu. Harm and benefit of resonant phenomena in elements of ship structures. SPb. 2019. 174 p.
6. Kirpichnikov V.Yu., Syatkovsky A.I., Shlemov Yu.F. Highly effective means of low-frequency vibration damping with an elastic element made of polymer plate // Shipbuilding. 2020. Issue No. 1. pp. 44-47.

7. Kirpichnikov V.Yu., Petrov A.A. Low-frequency plate (band) vibration absorbers and the results of studies of their effectiveness. Proceedings of the conference RAO. 2022.
8. Kirpichnikov V.Yu., Kosheev A.P., Petrov A.A., Savenko V.V. On low-frequency vibration damping of a plate with large losses of vibrational energy // Proceedings of Krylovsky Scientific Research Center. 2021. Issue No. 1(395). pp. 149-153.
9. Kirpichnikov V.Yu., Petrov A.A., Smolnikov V.Yu., Shlemov Yu.F., Yakovleva E.V. Experimental studies of the effectiveness of resonating strip vibration absorbers when installed on a tubular structure // Proceedings of the Krylovsky Scientific Research Center. 2018. Issue No. 1(383). pp. 107-112.
10. WEI, Wei & Zhu, Shengyang & Zhai, Wanming & Zhang, Qinglai. (2021). Low frequency vibration reduction method for floating slab tracks based on tuned viscous mass damper. SCIENTIA SINICA Technologica. 51. 10.1360/SST-2020-0495.
11. Jiang, Peibin & Ling, Liang & Ding, Xin & Chi, Shengchao & Zhang, Tao & Wang, Kaiyun & Zhai, Wanming. (2021). Resonance of railway vehicles induced by floating-slab tracks: mechanism and countermeasures. Vehicle System Dynamics. 1-20. 10.1080/00423114.2021.1995610.
12. Corlett, E.N.. (1977). Infrasound and low frequency vibration. Applied Ergonomics - APPL ERGON. 8. 117-117. 10.1016/0003-6870(77)90105-3.
13. Zerbi, Giuseppe. (1970). Low Frequency Vibrations of Polymers. 10.1007/978-1-4684-1863-7_16.
14. Reust, D.. (2021). Low frequency vibrator transformation. 1-5. 10.3997/2214-4609.202113123.

УДК: 534.836.2

OECD: 534.836.2

Сравнение методов расчета распространения шума железнодорожного транспорта в различных типах застройки

Шабарова А.В.^{1*}, Буторина М.В.², Куклин Д.А.³

¹ Ассистент кафедры «Экология и производственная безопасность»

^{2,3} Д.т.н., профессор кафедры «Экология и производственная безопасность»

^{1,2,3} Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ»

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

Аннотация

В связи с тем, что железные дороги часто проходят через населенные пункты, как крупные города, так и небольшие сельские поселения, множество людей подвержено негативному воздействию шума. В существующих расчетных методиках процесс затухания шума в застройке описан недостаточно подробно и не учитывает различные типы застроек. В работе приводится сравнение расчетов снижения шума по методикам ГОСТ 31295.2-2005, СП 276.1325800.2016 и при помощи различных программных средств с результатами эксперимента. В качестве примеров рассматривается жилая застройка различных типов, городская и сельская. На основании полученных расчетов был сделан вывод о точности расчетных методик и возможности их применения для корректного определения снижения шума за счет дифракции в массиве жилых домов.

Ключевые слова: распространение шума, метод расчета, снижение шума в застройке, шум железнодорожного транспорта.

Comparison of methods for calculating the propagation of railway transport noise in various types of building

Shabarova A.V.^{1}, Butorina M.V.², Kuklin D.A.³*

¹ Assistant of the department of Ecology and Industrial Safety

^{2,3} PhD, Professor of the department of Ecology and Industrial Safety

^{1,2,3} Baltic State Technical University "VOENMEH" named after D.F. Ustinov, St. Petersburg, Russia

Abstract

Due to the fact that railways often pass through settlements, both large cities and small rural settlements, many people are exposed to the negative effects of noise. In the existing calculation methods, the process of noise attenuation in building is described in insufficient detail and does not take into account various types of buildings. The paper compares noise reduction calculations according to the methods of GOST 31295.2-2005, SP 276.1325800.2016 and using various software tools with the results of the experiment. Residential buildings of various types, urban and rural, are considered as examples. Based on the calculations obtained, a conclusion was made about the accuracy of the calculation methods and the possibility of their application to correctly determine the noise reduction due to diffraction in an array of residential buildings.

Keywords: noise distribution, calculation method, noise reduction in buildings, railway transport noise.

*E-mail: shabarova_av@voenmeh.ru (Шабарова А.В.)

Введение

Влиянию повышенного шума железнодорожного транспорта подвержено большое количество людей, проживающих вблизи железных дорог как в больших городах, так и в сельской местности [1]. По данным Роспотребнадзора [2] в 2021 году большее число жалоб населения на физические факторы воздействия приходилось на шум (66,4 %), что говорит о том, что данная проблема является очень значимой для населения.

Для защиты людей от повышенного воздействия шума железнодорожного транспорта разрабатываются различные шумозащитные мероприятия, основанные на расчетах распространения шума от источника в застройку. При проведении подобных расчетов часто используются карты шума, простроенные при помощи программных средств.

Методы расчета распространения шума от железнодорожного транспорта, используемые в России, представлены в ГОСТ 33325-2015 [3], ГОСТ 31295.2-2005 (данная методика соответствует международной методике расчета ИСО 9613-2:1996) [4], СП 276.1325800.2016 [5], в качестве программных средств для расчета используются «Эколог шум», «АРМ Акустика» и «SoundPLAN», которые реализуют расчетную методику ГОСТ 31295.2-2005 (ИСО 9613-2:1996).

Снижение шума в данных расчетных методиках описывается при помощи поправок на затухание шума в свободном поле, звукопоглощение атмосферой, поверхностью земли, затухание в листве, жилой и промышленной застройке, а также отражение звука. Все эти процессы описаны в методике достаточно полно и корректно, однако затухание шума за счет дифракции в массиве жилой застройки не учитывает особенности различных типов застройки, расположения зданий по отношению к источнику шума и друг к другу. Так как расположение, форма, площадь зданий может по-разному влиять на процесс затухания, точность расчета может быть ощутимо снижена. [6]

В данной статье проводится сравнение результатов расчета распространения шума в условиях застройки различного типа по разным методикам и при помощи программных средств с результатами, полученными экспериментально.

В ходе проведения эксперимента были выполнены измерения эквивалентных и максимальных уровней звука на селитебной территории в различных типах застройки, городской (многоэтажной) и сельской (малоэтажной). Измерения проводились в соответствии с ГОСТ 23337-2014 [7] на расстоянии 25 м, 50 м, 100 м и 200 м от источника шума, кроме того в соответствии с ГОСТ 20444-2014 [8] были определены шумовые характеристики потоков железнодорожного транспорта.

Снижения уровней звука определялись путем вычитания значения уровня звука в точке, находящейся дальше от источника шума, из значения уровня звука в точке, находящейся ближе к источнику.

В качестве критерия соответствия значений, полученных расчетным путем, значениям, полученным экспериментально, принимается разница между данными значениями. При хорошей сходимости (соответствии рассчитанных значений экспериментальным) разница между этими значениями не должна превышать 2 дБА [9-11].

1. Сравнение различных методик расчета распространения шума железнодорожного транспорта в условиях городской застройки

В качестве примеров ниже будет рассмотрено четыре участка железной дороги, к которым прилегает городская застройка: пос. Железнодорожный, ст. Лосиноостровская, ст. Столбовая и ст. Путепровод.

На схеме 1 показано расположение контрольных точек на территории застройки на разных участках.

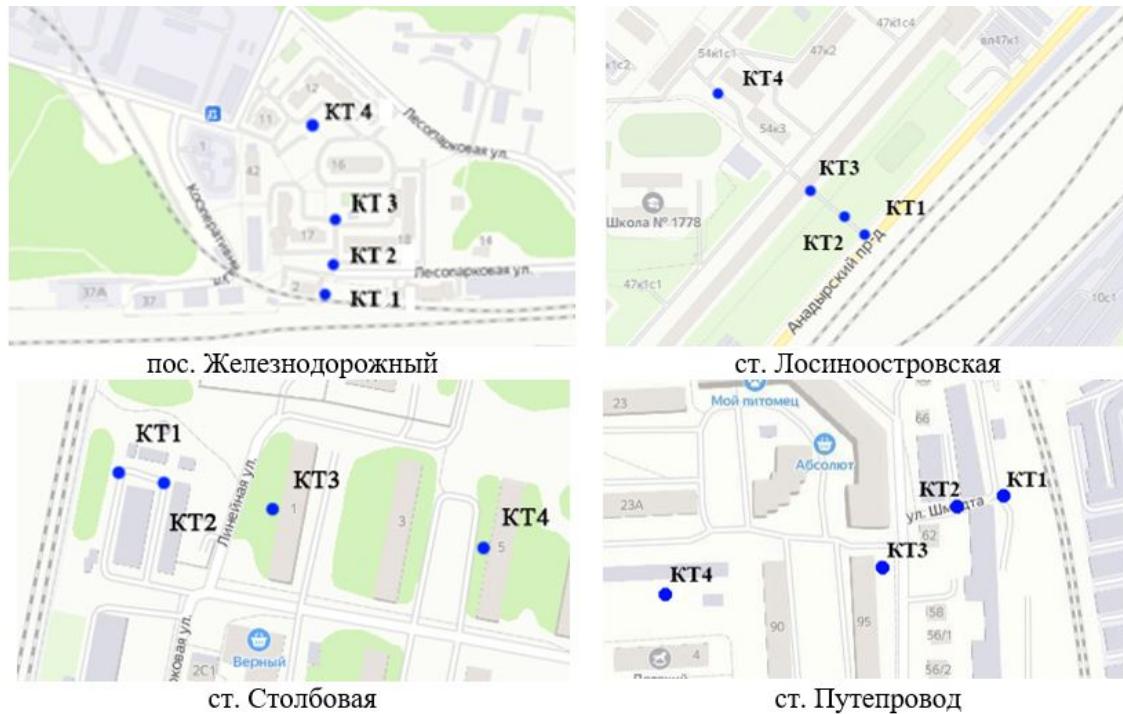


Рис. 1. Схема расположения контрольных точек

Для участка пос. Железнодорожный характерна многоэтажная жилая застройка, со зданиями, ориентированными фасадами к железной дороге, жилые дома расположены на одном уровне с железнодорожными путями.

Затухание уровня звука при распространении от точки 1 в точку 2 обусловлено затуханием звука в свободном поле. Дальнейшее затухание звука при распространении в точку 4 обусловлено наличием экранирующих сооружений (17-ти этажных зданий, обращенных фасадами к железной дороге) справа и слева от контрольных точек. Здесь и далее при проведении ручных расчетов распространения звука данный эффект учитывался при помощи поправки Ahous.

Также на данном участке, справа и слева от жилых домов располагается лесной массив, в котором также были выполнены измерения уровней шума на расстояниях 25 м, 50 м, 100 м и 200 м. Лесной массив располагается в низине, приблизительно на 5 м ниже железнодорожных путей.

На графике, представленном на рисунке 2 показаны значения затуханий звука в застройке при распространении от 25 м до 50 м, от 50 м до 100 м и от 100 м до 200 м от источника шума, рассчитанные при помощи различных программ и методик, а также, полученные путем измерений.

Как видно из графика, расчетная методика СП 276 дает заниженные значения затухания звука при распространении от 25 м до 50 м, что может быть обусловлено тем, что при расчете не учитывается эффект снижения шума небольшими зданиями,

стоящими сбоку от расчетных точек. Также низкие значения затухания наблюдаются при распространении звука от 100 м до 200 м, где снижение уровня звука обусловлено в основном затуханием в жилом массиве. Расчеты по методике ГОСТ 31295.2 показали хорошую сходимость с результатами измерений. Программа SoundPLAN показала высокую сходимость с результатами эксперимента, АРМ Акустика показала несколько заниженные результаты затухания звука при распространении от 25 м до 50 м, значения затуханий, полученные в программе Эколог шум, получились завышенными при распространении звука от 100 м до 200 м.

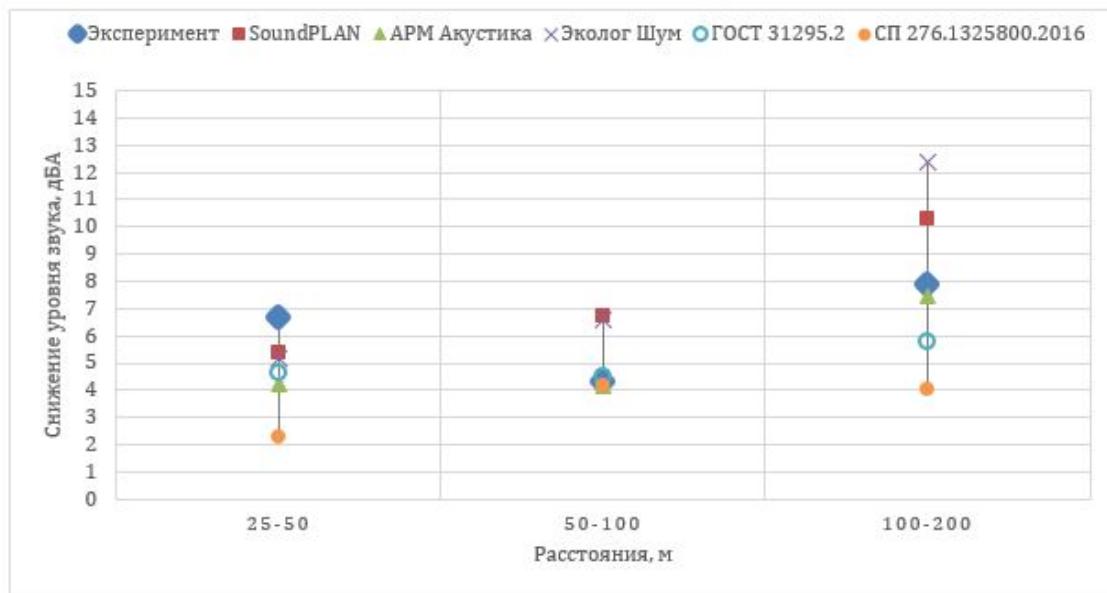


Рис. 2. Сравнение результатов расчетов и измерений пос. Железнодорожный

На рисунке 3 показан график сравнения значений затуханий звука в лесу.

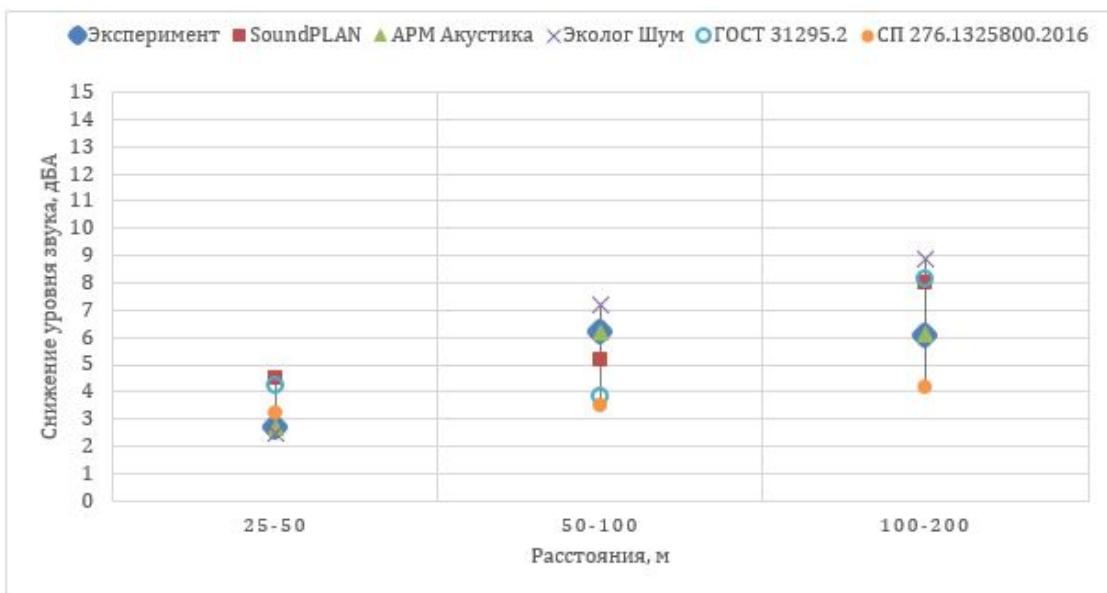


Рис. 3. Сравнение результатов расчетов и измерений пос. Железнодорожный (лесной массив)

При расчете затухания уровней звука в лесном массиве все расчетные методики и программные средства показали хорошую сходимость с результатами эксперимента, несколько заниженные значения (разница с экспериментом 2,7 – 2,8 дБА) дали лишь методика СП 276 и программа Эколог-Шум.

На участке ст. Лосиноостровская располагается преимущественно многоэтажная застройка. Вдоль железной дороги располагается здание длиной 430 м, имеющее по центру арку шириной 4,5 м и высотой 6 м. Контрольная точка на расстоянии 200 м располагается напротив арки. Железная дорога проходит на насыпи высотой 3-5 м. Затухание звука при распространении из контрольной точки 1 в контрольную точку 3 обусловлено затуханием звука в свободном поле, затухание звука при распространении из точки 3 в точку 4 обусловлено в основном снижением уровня звука за протяженным зданием, которое, однако, нельзя рассматривать как полноценное экранирующего сооружения для данной контрольной точки, так как звук в данную точку распространяется через арку, также эффект снижения шума оказывают дома, стоящие справа и слева от контрольной точки 4.

На рисунке 4 представлен график, на котором показано сравнение затуханий звука.

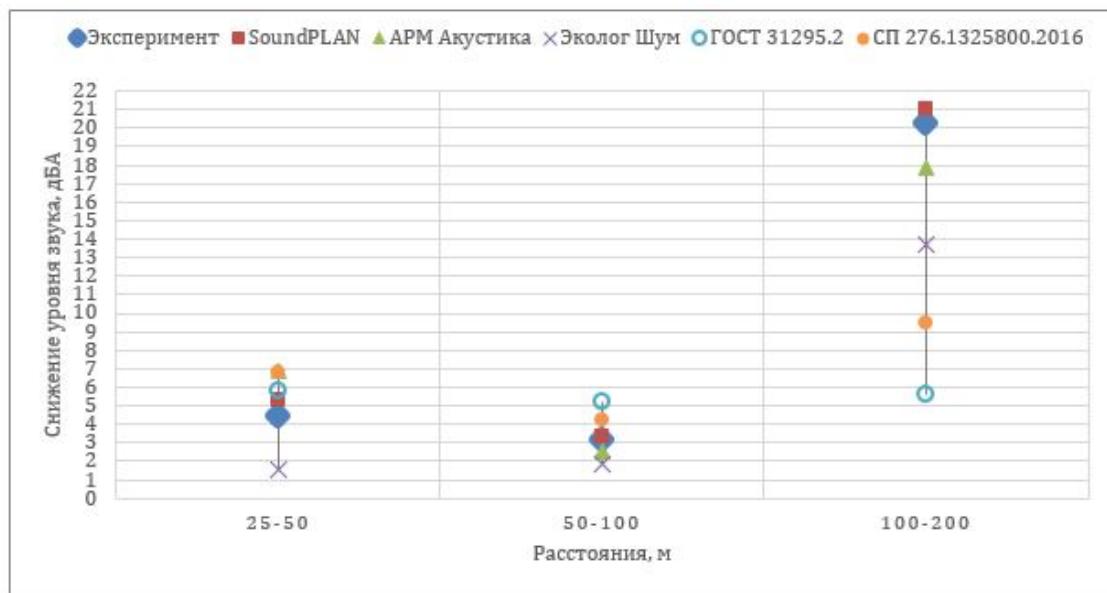


Рис. 4. Сравнение результатов расчетов и измерений ст. Лосиноостровская

При ручном расчете обе расчетные методики (СП 276 и ГОСТ 31295) показали хорошую сходимость при определении снижения уровня звука при распространении от 25 м до 100 м, однако при расчете снижения шума на расстоянии 200 м обе методики показали заниженные значения. Расчеты, выполненные при помощи программ SoundPLAN и APM Акустика, сошлись с результатами эксперимента, программа Эколог шума показала заниженные значения затуханий звука от 25 до 50 м и от 100 до 200 м.

На участке ст. Столбовая расположены среднеэтажная жилая застройка и малоэтажные частные дома, измерения уровней шума проводились в массиве среднеэтажных домов, обращенных фасадами к источнику шума. Железнодорожные пути проходят на одном уровне с жилой застройкой. На затухание шума при распространении из 1 контрольной точки во 2 и из 2 в 3 влияет в том числе снижение шума за счет экранирования низкими подсобными зданиями, расположенными справа и слева от контрольных точек. Снижение шума при распространении от контрольной точки

3 в контрольную точку 4 обусловлено в основном снижением шума за 5-и этажными зданиями, расположенными параллельно источнику шума.

На графике, представленном на рисунке 5 показано сравнение затуханий звука.

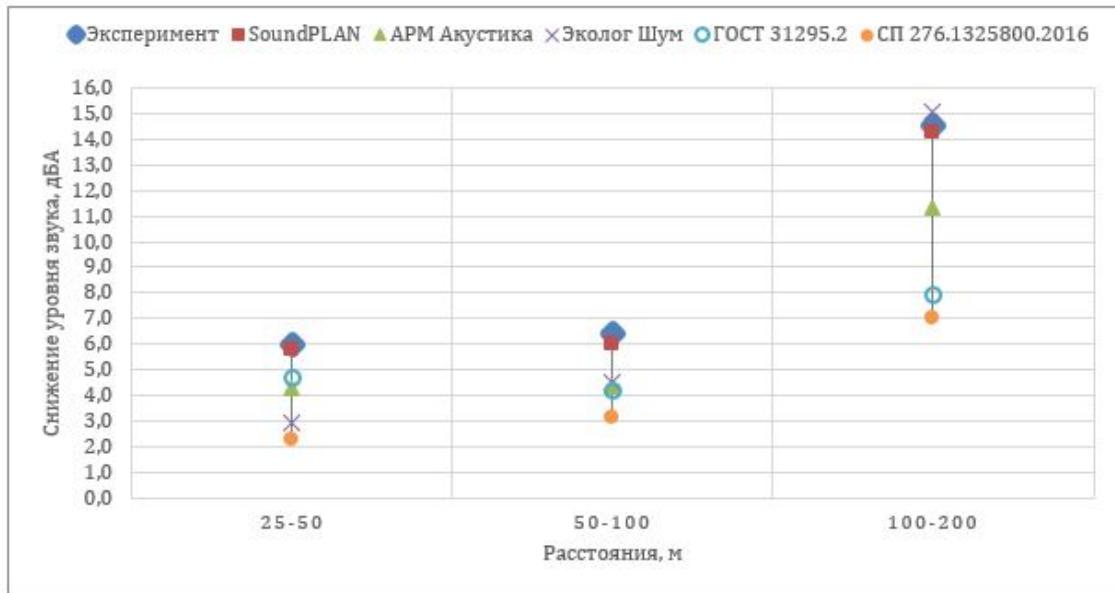


Рис. 5. Сравнение результатов расчетов и измерений ст. Столоваяя

Как видно из графика, расчетная методика СП 276 дает заниженные значения затухания звука во всех контрольных точках (разница с экспериментальными значениями от 3,2 до 7,5 дБА), причем большая разница в значениях наблюдается в точке, расположенной на 200 м от источника, на затухание которой основное влияние оказывает затухание в жилом массиве. Расчеты по методике ГОСТ 31295.2 показали заниженные значения затухания только в случае снижения шума при распространении от 100 м до 200 м, то есть в жилом массиве. Программа Эколог шум показала заниженные значения снижения звука при распространении от 25 м от 50 м, а программа АРМ Акустика – при распространении от 100 м от 200 м. В остальных случаях все программные средства показали хорошую сходимость с экспериментом.

Для участка ст. Путепровод характерна многоэтажная жилая застройка, перед жилыми домами, располагаются гаражи. Железная дорога проходит на насыпи высотой около 2 м. На данном участке измерения в контрольной точке на расстоянии 200 м (в контрольной точке 4) не проводились по причине наличия большого количества помех.

На затухание шума при распространении из 1 контрольной точки во 2 и из 2 в 3 влияет в том числе снижение шума за счет экранирования низкими подсобными зданиями, расположенными справа и слева от контрольных точек. Снижение шума при распространении от контрольной точки 3 в контрольную точку 4 обусловлено в основном снижением шума в жилом массиве.

На рисунке 6 представлен график, на котором показано сравнение затуханий звука.

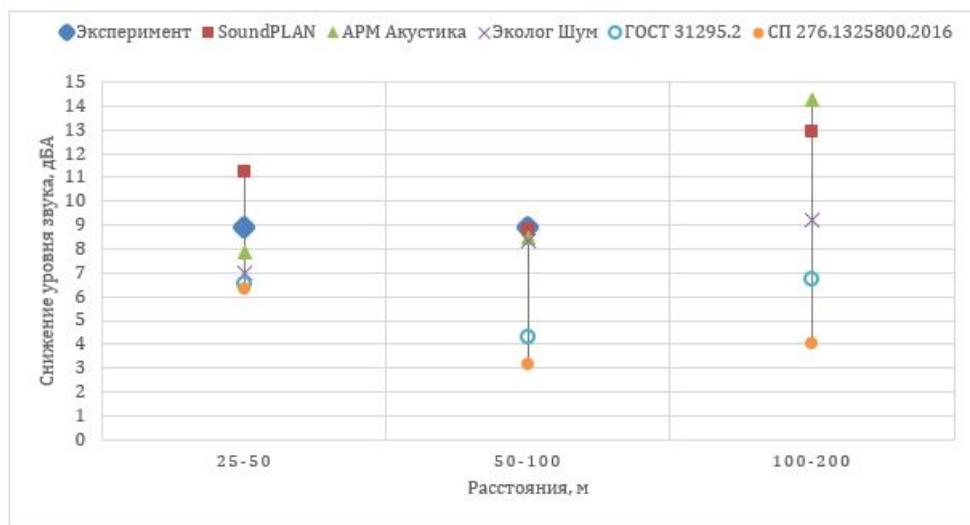


Рис. 6. Сравнение результатов расчетов и измерений ст. Путепровод

Как и в случае с участком ст. Столбовая ручной расчет по методикам СП 276 и ГОСТ 31295.2 показал заниженные результаты, в случае с СП 276 для всех расстояний, в случае с ГОСТ 31295.2 для точек на расстоянии 50 м и 100 м, где эффект снижения шума в застройке наибольший. Все программные расчеты показали хорошую сходимость с результатами эксперимента.

Для возможности сравнения результатов расчета на всех четырех участках и оценки численных значений затуханий уровней звука, результаты расчета представлены в виде таблицы. В таблице 1 представлены значения снижений уровней звука на различных участках.

Таблица 1
 Снижения уровней звука на различных участках

Участок	Расстояние, м	Снижение уровня звука, дБА					
		Эксперимент	SoundPLAN	APM Акустика	Эколог Шум	ГОСТ 31295.2	СП 276.1325800.2016
пос. Железнодорожный	25 – 50	6,7	5,4	4,2	5,2	4,7	2,3
	50 – 100	4,3	6,7	4,1	6,6	4,5	4,2
	100 – 200	7,9	10,3	7,4	12,4	5,8	4,0
ст. Лосиноостровская	25 – 50	4,5	5,3	6,9	1,6	5,9	6,8
	50 – 100	3,2	3,3	2,5	1,8	5,2	4,2
	100 – 200	20,3	21	17,9	13,7	5,7	9,4
ст. Столбовая	25 – 50	6,0	5,8	4,3	2,9	4,7	2,3
	50 – 100	6,4	6,0	4,4	4,5	4,2	3,2
	100 – 200	14,5	14,3	11,4	15,1	7,9	7,0
ст. Путепровод	25 – 50	8,9	11,2	7,9	7,0	6,6	6,3
	50 – 100	8,9	8,8	8,5	8,4	4,3	3,2
	100 – 200	-	12,9	14,3	9,2	6,8	4,0

На рисунках 7 – 9 представлены графики, на которых показано сравнение затуханий звука на различных участках на одних и тех же расстояниях.

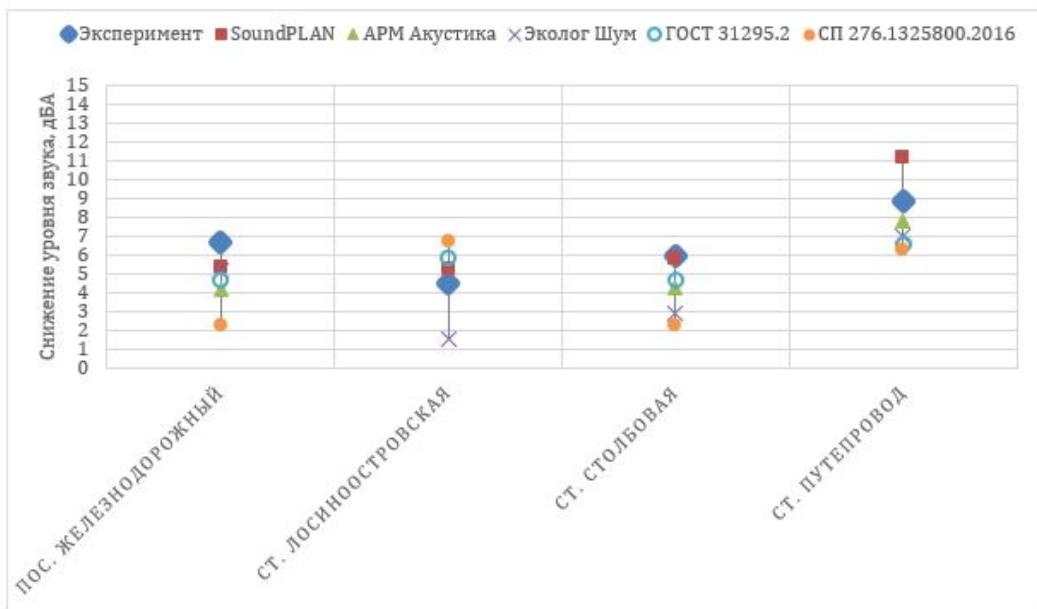


Рис. 7. Сравнение результатов расчетов и измерений при затухании звука с 25 м до 50 м

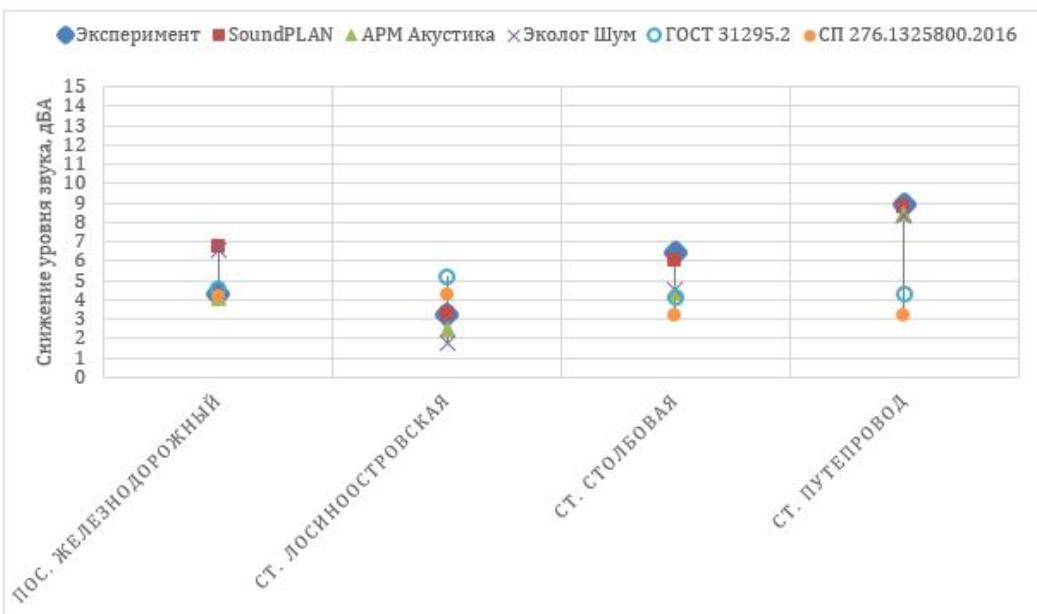


Рис. 8. Сравнение результатов расчетов и измерений при затухании звука с 50 м до 100 м

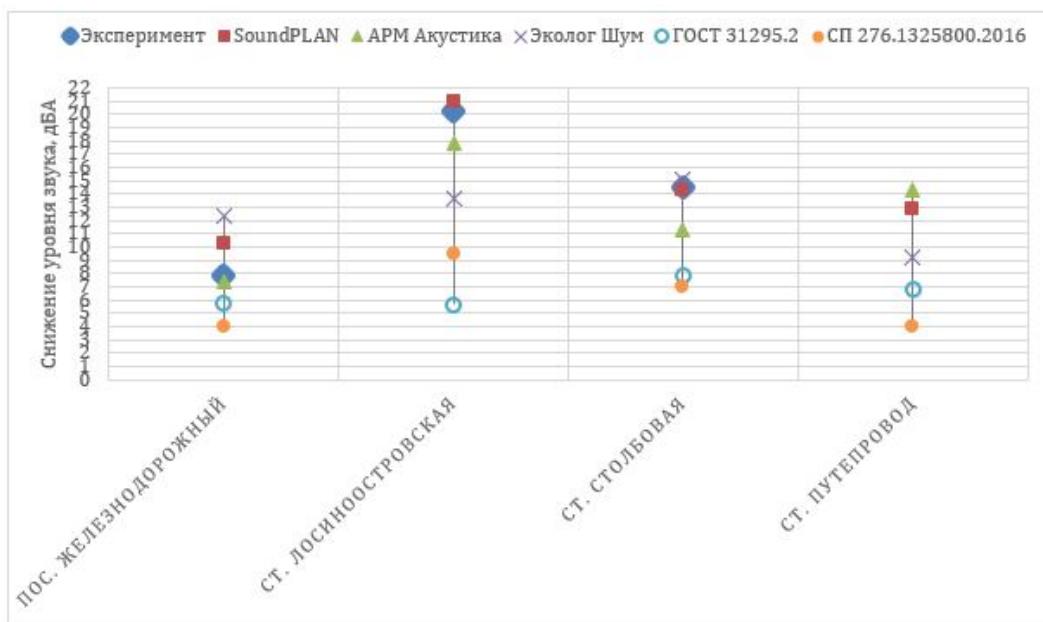


Рис. 9. Сравнение результатов расчетов и измерений при затухании звука с 100 м до 200 м

По графикам, представленным на рисунках 7-8 можно увидеть, что затухания звука, при распространении от 25 м до 50 м, полученные путем проведения ручных расчетов по методике СП 276, оказались заниженными во всех случаях, кроме ст. Лосиноостровская, где на затухание не влияли близко расположенные сооружения. Значения снижения уровня звука, при распространении от 50 м до 100 м, определенные по данной методике, показали заниженные значения в двух случаях, когда снижение шума было обусловлено в том числе, наличием низких зданий, расположенных рядом с контрольными точками. Однако в случае со ст. Железнодорожной, методика СП 276 показала результат, аналогичный, результатам измерения, в данном случае контрольные точки на расстоянии 50 м и 100 м находились в прямой видимости, через просвет между многоэтажными домами. Затухания звука, при распространении от 100 м до 200 м, полученные путем проведения ручных расчетов по методике СП 276, оказались заниженными во всех случаях.

При ручном расчете по ГОСТ 31295.2 снижения уровней звука, при распространении от 25 м до 50 м показали хорошую сходимость с экспериментальными значениями. Затухания звука при распространении от 50 м до 100 м оказались занижены только на участке ст. Путепровод, где контрольные точки 2 и 3 находятся не в прямой видимости. Затухания звука при распространении со 100 м до 200 м, полученные путем проведения ручных расчетов по методике ГОСТ 31295.2, оказались заниженными во всех случаях.

2. Сравнение различных методик расчета распространения шума железнодорожного транспорта в условиях сельской застройки

В качестве примеров ниже будет рассмотрено четыре участка железной дороги, к которым прилегает сельская малоэтажная застройка: ст. Кубинка, ст. ЗИП, СНТ Клязьма и ст. Варениковская.

На схеме 10 показано расположение контрольных точек на территории застройки на разных участках.



Рис. 10. Схема расположения контрольных точек

На участке ст. Кубинка расположены малоэтажные частные дома. Железнодорожные пути отделены друг от друга. Ближайший к жилой застройке располагается на насыпи высотой 0,5 м, дальние пути располагаются на индивидуальных насыпях 4,5-6,0 м и частично проходят по железнодорожному мосту.

Затухание звука на пути распространения от контрольной точки 1 до контрольной точки 2 обусловлено затуханием звука в свободном поле. Затухание звука на пути распространения от контрольной точки 2 до контрольной точки 4 обусловлено расположением расчетных точек в условиях однородной малоэтажной застройки (здесь и далее при проведении ручных расчетов распространения звука данный эффект учитывался при помощи поправки Ahous).

На рисунке 11 представлен график, показывающие различные значения затуханий уровня звука на удалении от железной дороги.

По результатам расчета затуханий уровней звука от 25 до 200 м методики СП 276 и ГОСТ 31295, применяемые для ручного расчета показали заниженные значения, кроме того, результаты расчетов во всех программных средствах также показали результаты ниже экспериментальных (за исключением программы Эколог-Шум при расчете затухания от 100 м до 200 м).

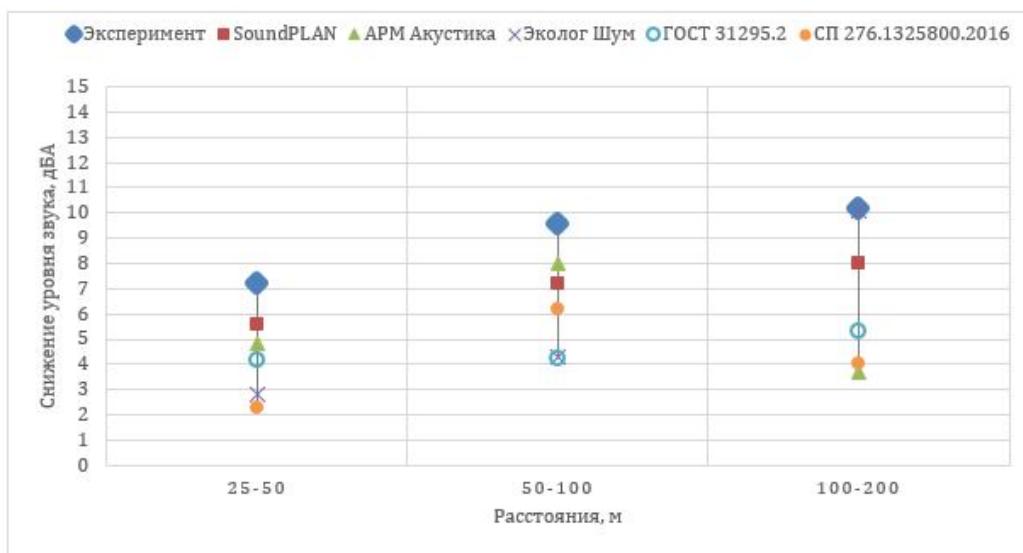


Рис. 11. Сравнение результатов расчетов и измерений ст. Кубинка

На участке ст. ЗИП располагаются малоэтажные частные дома, застройка более плотная, чем на участке ст. Кубинка, железнодорожные пути проходят на насыпи высотой 2,5 м.

Затухание звука на пути распространения от контрольной точки 1 до контрольной точки 2 обусловлено наличием зеленых насаждений (при проведении ручных расчетов не учитывалось по причине слишком узкой полосы зеленых насаждений). Затухание звука на пути распространения от контрольной точки 2 до контрольной точки 4 обусловлено наличием экранирующих сооружений (1 – 2-х этажных жилых и подсобных зданий, заборов) на пути распространения звука.

На графике, представленном на рисунке 12 показаны различные значения затуханий уровня звука на удалении от железной дороги.

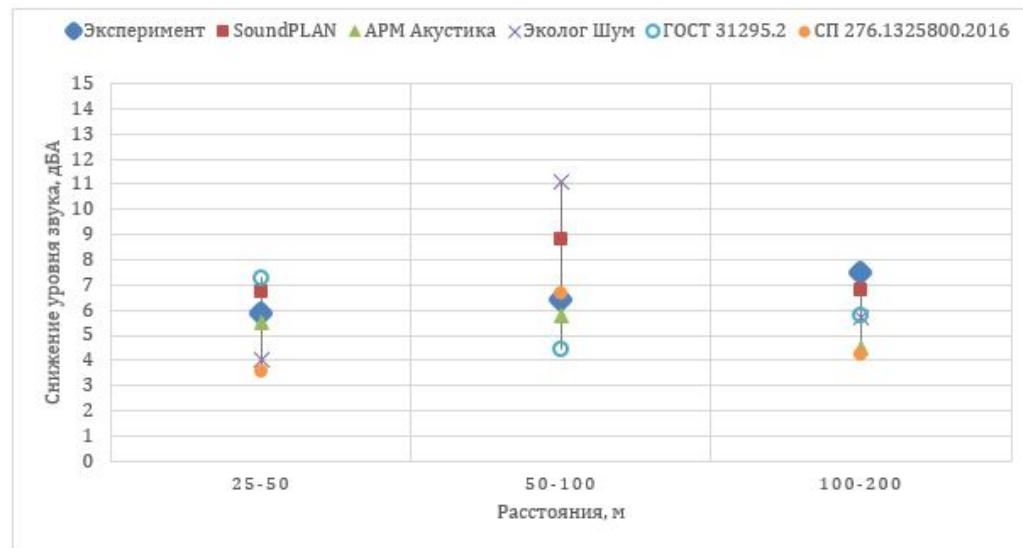


Рис. 12. Сравнение результатов расчетов и измерений ст. ЗИП

При расчете снижения шума при распространении со 100 до 200 м по методике СП 276 полученные результаты оказались на 3,3 дБА ниже экспериментальных. В остальных случаях ручной расчет показал хорошую сходимость с результатами эксперимента. Программа Эколог шум показала завышенные значения затуханий звука при распространении от 50 м до 100 м, в остальном все программные расчеты сошлись с результатами эксперимента.

Для участка СНТ Клязьма характерна очень редкая частная малоэтажная застройка, железнодорожные пути проходят на насыпи высотой 0,5- 0,7 м.

Затухание звука на пути распространения от точки 1 до точки 2 обусловлено наличием густых зеленых насаждений вдоль железной дороги. Затухание звука на пути распространения от точки 2 до точки 4 обусловлено наличием редко расположенных малоэтажных зданий, не являющихся эффективными экранирующими сооружениями.

На графике, представленном на рисунке 13 показаны различные значения затуханий уровня звука на удалении от железной дороги.

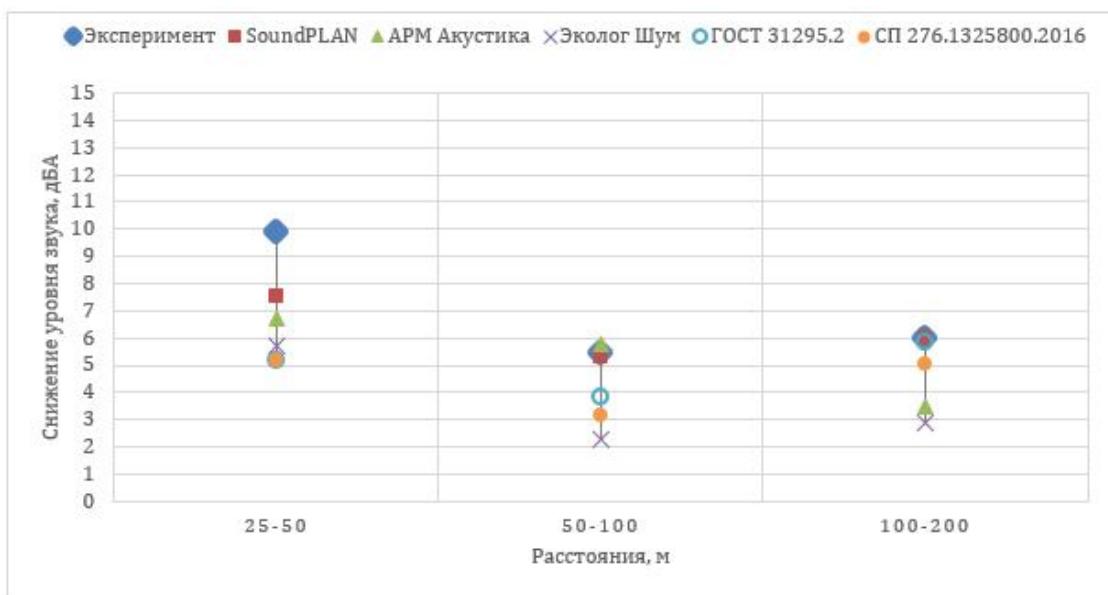


Рис. 13. Сравнение результатов расчетов и измерений СНТ Клязьма

При ручном расчете снижения уровней звука полученные с помощью методик СП 276 и ГОСТ 31295.2 значения оказались занижены лишь в случае распространения шума от 25 м до 50 м от железной дороги, что может быть связано со слишком низкой поправкой на затухание звука в зеленых насаждениях. Расчеты, проведенные в программе Эколог шум, показали заниженные значения затухания во всех расчетных точках. Программы SoundPLAN и АРМ Акустика показали заниженные результаты затухания звука при распространении от 25 м до 50 м.

На участке ст. Варениковская располагаются преимущественно малоэтажные частные дома, железнодорожные пути проходят на насыпи высотой 1,8 м.

Затухание звука на пути распространения от контрольной точки 1 до контрольной точки 2 обусловлено затуханием звука в свободном поле. Затухание звука на пути распространения от контрольной точки 2 до контрольной точки 3 обусловлено наличием экранирующих сооружений (1 – 2-х этажных жилых и подсобных зданий) на пути распространения звука. Затухание звука на пути распространения от контрольной точки 3 до контрольной точки 4 обусловлено затуханием звука в свободном поле.

На графике, представленном на рисунке 14 показаны различные значения затуханий уровня звука на удалении от железной дороги.

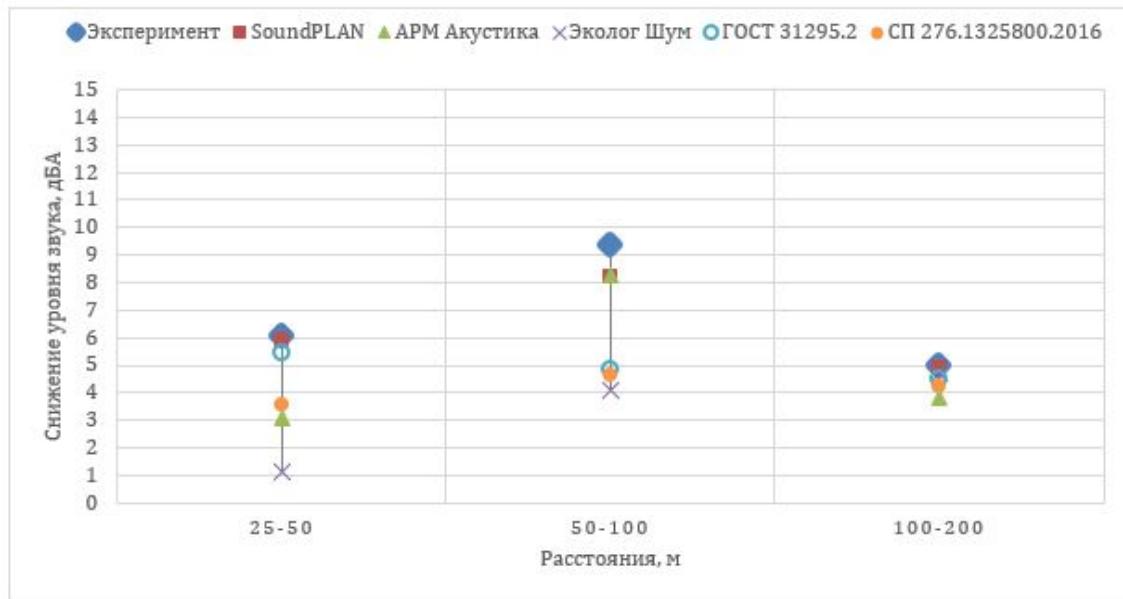


Рис. 14. Сравнение результатов расчетов и измерений ст. Варениковская

Как видно из графика, расчетная методика СП 276 дает заниженные значения затухания звука в контрольных точках на расстояниях 50 м и 100 м, причем большая разница в значениях наблюдается в точке, расположенной на 100 м от источника, на затухание в которой основное влияние оказывает затухание в жилом массиве. Расчеты по методике ГОСТ 31295.2 показали заниженные значения затухания только в случае снижения шума при распространении от 50 м до 100 м, то есть в жилом массиве. При расчете затухания шума от 100 м до 200 м обе расчетные методики показали хорошую сходимость. Что можно объяснить отсутствием влияния застройки. Программа SoundPLAN показала хорошую сходимость с результатами измерений. АРМ Акустика показала заниженные результаты снижения звука при распространении от 25 м до 50 м, которые совпали с результатами расчета по методике СП 276. Программа Эколог шум показала заниженные результаты расчета затухания звука при распространении от 25 м до 100 м.

Для возможности сравнения результатов расчета на всех четырех участках и оценки численных значений затуханий уровней звука, результаты расчета представлены в виде таблицы. В таблице 2 представлены значения снижений уровней звука на различных участках.

На рисунках 15 – 17 представлены графики, на которых показано сравнение затуханий звука на различных участках на одних и тех же расстояниях.

Таблица 2

Снижения уровней звука на различных участках

Участок	Расстояние, м	Снижение уровня звука, дБА					
		Эксперимент	SoundPLAN	APM Акустика	Эколог Шум	ГОСТ 31295.2	СП 276.1325800.2016
ст. Кубинка	25 – 50	7,2	5,6	4,8	2,8	4,2	2,3
	50 – 100	9,6	7,2	8,0	4,3	4,2	6,2
	100 – 200	10,2	8,0	3,7	10,1	5,3	4,0
ст. ЗИП	25 – 50	5,9	6,7	5,5	4,0	7,3	3,5
	50 – 100	6,4	8,8	5,8	11,1	4,4	6,6
	100 – 200	7,5	6,8	4,5	5,7	5,8	4,2
СНТ Клязьма	25 – 50	9,9	7,5	6,7	5,7	5,2	5,2
	50 – 100	5,5	5,3	5,8	2,3	3,8	3,2
	100 – 200	6,0	6	3,5	2,9	5,8	5,0
ст. Варениковская	25 – 50	6,1	5,9	3,1	1,1	5,5	3,5
	50 – 100	9,4	8,2	8,3	4,1	4,9	4,6
	100 – 200	5,0	4,9	3,8	4,7	4,6	4,2

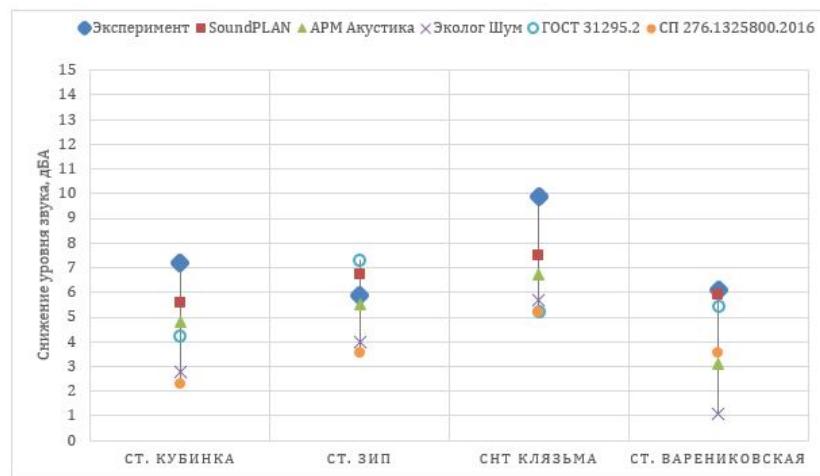


Рис. 15. Сравнение результатов расчетов и измерений при затухании звука с 25 м на 50 м

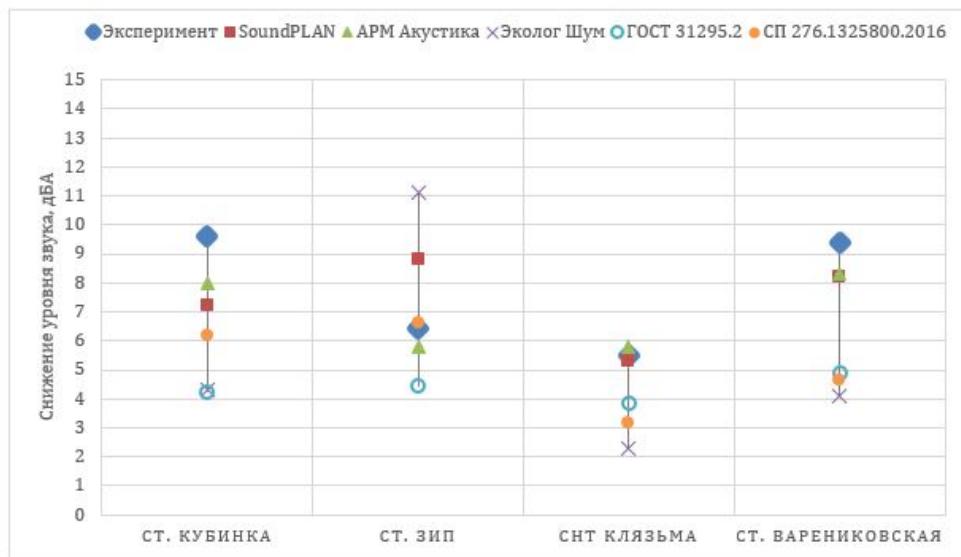


Рис. 16. Сравнение результатов расчетов и измерений при затухании звука с 50 м на 100 м

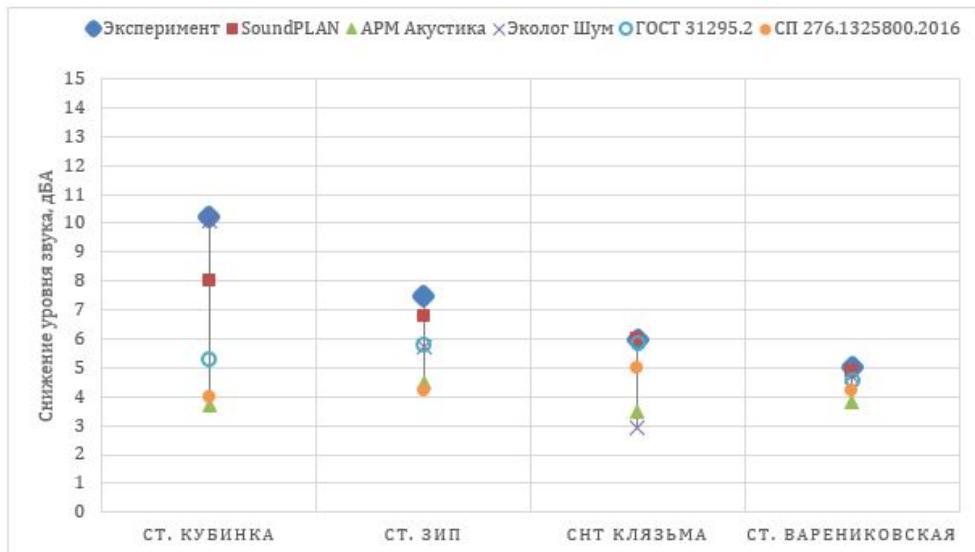


Рис. 17. Сравнение результатов расчетов и измерений при затухании звука с 100 м на 200 м

По графикам, представленным на рисунках 15 – 17 можно сделать вывод, что затухания звука, при распространении от 25 м до 50 м, полученные путем проведения ручных расчетов по методике СП 276, во всех случаях оказались ниже экспериментальных значений, однако наибольшая разница между расчетом и экспериментом наблюдается на участке СНТ Клязьма, где затухание звука обусловлено в том числе снижением шума в зеленых насаждениях. Значения снижения уровня звука, при распространении от 50 м до 100 м, определенные по данной методике, показали заниженные значения в двух случаях, из четырех. Можно отметить, что на двух участках, где была выявлена хорошая сходимость экспериментальных данных с расчетными (ст. ЗИП и СНТ Клязьма) особенность застройки заключается в том, что в СНТ Клязьма дома расположены очень далеко друг от друга, а на участке ст. ЗИП застройка, напротив, плотная, и образует четкие «линии» улиц, в связи с чем контрольные точки располагались на одной

линии, в прямой видимости друг с другом и источником шума. Затухания звука, при распространении от 100 м до 200 м, полученные путем проведения ручных расчетов по методике СП 276, также оказались заниженными в двух случаях из четырех. Хорошая сходимость была выявлена двух участках, где застройка очень редкая и не оказывает значительного влияния на распространение звука.

При ручном расчете по ГОСТ 31295.2 снижения уровней звука, при распространении от 25 м до 50 м показали хорошую сходимость с экспериментальными значениями в двух случаях, в одном из которых затухание обусловлено снижением шума в зеленых насаждениях. Затухания звука, при распространении от 50 м до 100 м также оказались занижены только в двух случаях, аналогично СП 276. Затухания звука, при распространении от 100 м до 200 м, полученные путем проведения ручных расчетов по методике ГОСТ 31295.2, оказались заниженными только в одном случае, на участке ст. Кубинка.

Как было указано выше, на участке ст. Кубинка все расчетные методики и программные средства показали значения ниже экспериментальных, особенностью данного участка является то, что участок железной дороги там криволинейный и «огибает» массив застройки в котором были расположены расчетные точки.

Заключение

Проанализировав процесс распространения шума в различных типах застройки и сравнив различные расчетные методики можно сделать следующие выводы:

- расчетная методика СП 276.1325800.2016 дает заниженные результаты снижения шума в условиях городской застройки различных типов, а также в условиях плотной сельской застройки;
- расчетная методика ГОСТ 31295.2 при проведении ручных расчетов дает заниженные значения результатов расчета снижения шума в условиях плотной многоэтажной застройки, при наличии зданий, обращенных фасадами к источнику шума, а также в условиях плотной сельской застройки;
- расчеты снижения шума в городской застройке в программе АРМ Акустика в целом показали хорошую сходимость с результатами эксперимента, в случае с сельской застройкой результаты расчета снижения шума в некоторых случаях получились несколько заниженными;
- результаты расчета снижения шума в застройке, полученные в программе Эколог Шум, в большинстве случаев дают заниженный результат;
- результаты расчетов в программе SoundPLAN показали хорошую сходимость с результатами расчета;
- снижение шума в городской застройке различно и зависит от типов зданий и их расположения по отношению к источнику шума;
- снижение шума в сельской застройке, представленной малоэтажными домами, зависит от плотности застройки и расположения домов по отношению друг к другу.

Таким образом методики расчета снижения шума в жилых массивах необходимо уточнить с учетом различных типов городской и сельской застройки.

Список литературы

1. Васильев А.П. Оценка шума железнодорожного транспорта как фактора риска здоровью населения / А. П. Васильев, А. В. Шабарова, М. В. Буторина, Д. А. Куклин // Молодежь. Техника. космос: труды X Общероссийской молодежной научно-технической конференции, Санкт-Петербург, 18–20 апреля 2018 года. – Санкт-Петербург: Балтийский государственный технический университет "Военмех", 2018. – С. 319-324
2. О состоянии санитарно-эпидемиологического благополучия населения в Российской Федерации в 2021 году: Государственный доклад. М.: Федеральная служба по надзору в сфере защиты прав потребителей и благополучия человека – 2022 – 340 с.
3. ГОСТ 33325-2015 Шум. Методы расчета уровней внешнего шума, излучаемого железнодорожным транспортом (с Поправкой, с Изменением N 1) М.: Стандартинформ, 2019 год
4. ГОСТ 31295.2-2005 (ИСО 9613-2:1996) Шум. Затухание звука при распространении на местности. Часть 2. Общий метод расчета М.: Стандартинформ, 2006 год
5. СП 276.1325800.2016 Здания и территории. Правила проектирования защиты от шума транспортных потоков М.: Стандартинформ, 2017 год
6. Буторина М.В. Разработка научных и методических основ картирования шума транспорта на территории городской застройки: диссертация ... доктора технических наук: 01.04.06 / Буторина Марина Вадимовна; [Место защиты: ФГБОУ ВО «Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова]. -Санкт-Петербург, 2020. - 429 с.
7. ГОСТ 23337-2014 Шум. Методы измерения шума на селитебной территории и в помещениях жилых и общественных зданий (с Поправками) М.: Стандартинформ, 2019 год
8. ГОСТ 20444-2014 Шум. Транспортные потоки. Методы определения шумовой характеристики (с Поправкой) М.: Стандартинформ, 2019 год
9. ГОСТ Р 56394-2015 Шум. Карты шума оперативные для железнодорожного транспорта. Общие требования и методы составления М.: Стандартинформ, 2019 год
10. Буторина М.В. Учет погрешностей при построении карт шума / М. В. Буторина, А. В. Осетров, В. В. Светлов, К. П. Фиев // Noise Theory and Practice. – 2020. – Т. 6. – № 4(22). – С. 81-89
11. Бернрт, А. Неопределенности в моделировании шума окружающей среды. Proceedings of ACOUSTICS, Голд-кост, Австралия, 3-5 ноября, 2004, С. 443-446.

References

1. Vasiliev A.P., Assessing railway noise as a risk factor for public health, A.P. Vasiliev, A.V. Shabarova, M.V. Butorina, and D.A. Kuklin, Youth. Technique. Space: Proceedings of the X All-Russian Youth Scientific and Technical Conference, St. Petersburg, April 18–20, 2018. - St. Petersburg: Baltic State Technical University "Voenmeh", 2018. - P. 319-324
2. On the state of sanitary and epidemiological well-being of the population in the Russian Federation in 2021: State report. M.: Federal Service for Supervision of Consumer Rights Protection and Human Welfare - 2022 – P. 340
3. GOST 33325-2015 Noise. Calculation methods for external noise emitted by railway transport (with Amendment, with Amendment N 1) M.: Standartinform, 2019
4. GOST 31295.2-2005 (ISO 9613-2:1996) Noise. Attenuation of sound during propagation outdoors. Part 2. General method of calculation M.: Standartinform, 2006

5. SP 276.1325800.2016 Buildings and territories. Protection design rules from traffic noise M.: Standartinform, 2017
6. Butorina M.V. Development of scientific and methodological bases for mapping traffic noise on the territory of urban development: dissertation ... Doctor of Technical Sciences: 01.04.06 / Butorina Marina Vadimovna; [Place of protection: FSBEI HE Baltic State Technical University "VOENMEH" named after. D.F. Ustinov"]. - St. Petersburg, 2020. – P. 429
7. GOST 23337-2014 Noise. Methods of noise measurement in residential areas and in the rooms of residential, public and community buildings (as amended) M.: Standartinform, 2019
8. GOST 20444-2014 Noise. Traffic flows. Methods of noise characteristic determination (as amended) M.: Standartinform, 2019
9. GOST R 56394-2015 Noise. Operative noise maps for railway transport. General requirements and methods of development M.: Standartinform, 2019
10. Butorina M.V. Accounting for errors in the construction of noise maps / M. V. Butorina, A. V. Osetrov, V. V. Svetlov, K. P. Fiev // Noise Theory and Practice. - 2020. - Vol. 6. - No. 4 (22). - P. 81-89
11. Berndt, A. Uncertainties in environmental noise modelling. Proceedings of ACOUSTICS 2004, Gold Coast, Australia, 3-5 November, 443-446, (2004)

УДК: 534.836.2:534.832

OECD: 01.03. AA

Проблема выбора акустического центра автотранспортного потока

Васильев В.А.

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

Аннотация

Представлена общая информация, о проблеме автотранспортного шума. Рассмотрен вопрос существующих методик выбора акустического центра автотранспортного потока, дана их оценка. Выдвинуто предположение, о необходимости учета неоднородности автотранспортного потока по полосам. Предложено решение поставленной задачи с использованием аксиом и теорем статики, о переходе от распределённой нагрузки, в нашем случае звуковой энергии, к сосредоточенной силе, в нашем случае акустическому центру. В результате получена формула, позволяющая определить акустический центр автотранспортного потока. Проведены экспериментальные исследования, подтвердившие сходимость расчетной методики с экспериментом. Предложенная методика, применима, как к результатам натурных измерений, так и в комбинации с существующими расчетными методиками.

Ключевые слова: шум, автотранспорт, шум автотранспортного потока, расчёт шума, звуковое поле, акустический центр.

The problem of choosing the acoustic center of the traffic flow

Vasilyev V.A.

Applicant, Baltic State Technical University «VOENMEH» them. D.F. Ustinova, St. Petersburg, Russia

Abstract

Provides general information about vehicle noise issues. A sharp question about the methods of choosing the acoustic center of the traffic flow, their assessment is given. An assumption has been made about the need to take into account the heterogeneity of the traffic flow along the lanes. A solution to the problem is provided using the axiom and obtaining statics, about the transition from a distributed load, in our case, sound energy, to a concentrated force, in our case, an acoustic center. As a result, a formula was obtained that makes it possible to determine the acoustic center of the traffic flow. Experimental studies have been carried out, which confirmed the convergence of the calculation method with experiment. The proposed methodology is applied both to the results of natural measurements and in connection with existing calculation methods.

Keywords: noise, vehicles, highway traffic noise, noise calculation, sound field, acoustic center.

Введение

Шум является широко распространенным фактором загрязнения окружающей среды, который отрицательно влияет на здоровье и благополучие как людей, так и животных. Хотя источниками акустического воздействия являются многие виды человеческой деятельности, наиболее распространенными источниками являются транспортные средства, включающие автомобильный, железнодорожный и авиационный транспорт.

В результате, шум, создаваемый транспортом (автомобильный, железнодорожный, авиационный), считается второй по значимости экологической проблемой для здоровья в Европе и стоит после загрязнения мелкодисперсными твердыми частицами [1].

Количество людей, подвергающихся воздействию шума, формируемого автотранспортным потоком, значительно превышает количество людей, подвергающихся воздействию шума от железнодорожных, авиационных и промышленных источников. Это связано с протяженностью автотранспортных сетей, которые больше, чем сети других источников шума [2].

1. Проблема выбора акустического центра автотранспортного потока

Согласно существующей нормативной документации, акустический центр автодороги, вне зависимости от количества проезжих частей, принимается на оси ближайшей к краю дороги полосе движения [3,4]. Данный вариант расположения акустического центра приемлем, но не всегда точен даже при расчете акустического воздействия без учета шумозащитного экрана. В случае расчета с учетом шумозащитного экрана, за акустический центр принимают ближайшую, дальнюю полосу движения или полосу, на усмотрение проектировщика. Данные варианты расположения акустического центра дают большое расхождение относительно реальной картины [6]. Стоит отметить, что корректный выбор акустического центра, для автотранспортного потока, влияет на результаты оценки акустической ситуации на прилегающей территории. К примеру, в случае свободного поля, выбор акустического центра повлияет на расстояние, учитываемое при оценке дивергенции от источника до приемника, что в свою очередь скажется на корректности полученных результатов оценки. Аналогично, в случае наличия препятствия между источником и приемником, расположение акустического центра будет влиять на угол дифракции, что в свою очередь повлияет на полученную оценку. Можно сделать вывод, что выбор акустического центра, исходя из характеристик автотранспортного потока, позволит увеличить точность и корректность расчетов, по оценке акустического воздействия.

2. Методика определения акустического центра автотранспортного потока

Предложено решение по уточнению акустического центра автотранспортного потока.

Принимаются следующие допущения:

- расчетную энергию от каждой из полос движения можно оценить независимо друг от друга;
- распределение энергии над дорожным полотном принимается для каждой из полос, как условная прямоугольная фигура с высотой в виде уровня звука (или звукового давления) и шириной равной ширине полосы движения;
- акустический центр принимается, как точка сосредоточения силы;
- звуковая энергия распределена вдоль каждой полосы движения равномерно

для всего участка движения автотранспорта;

- высота источника шума автотранспортного потока неизменна.

Для определения акустического центра было решено использовать методику по определению точки сосредоточения силы, используемую в аксиомах и теоремах статики. Для этого необходимо рассмотреть способ перехода от распределённой нагрузки, в нашем случае звуковой энергии, к сосредоточенной силе, в нашем случае акустическому центру.

Плоская система распределенных сил характеризуется ее интенсивностью q , т. е. значением силы, приходящейся на единицу длины нагруженного отрезка.

Самый простой случай — это равномерное распределение нагрузки. В этом случае, центр сосредоточения сил расположится на середине отрезка приложения сил (Рисунок 1) [5].

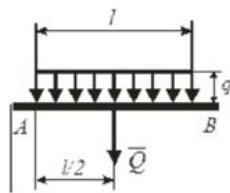


Рис. 1. Эпюра распределения сил простой случай

При данном типе расчета равномерно распределенную силу можно заменить равнодействующей Q . По модулю равную:

$$Q = lq$$

Следующий вариант распределения силы, вдоль отрезка по линейному закону. Для этих сил интенсивность q является величиной переменной, растущей от нуля до максимального значения q_{max} . Равнодействующая Q таких сил определяется аналогично равнодействующей сил тяжести, действующих на однородную треугольную пластину ABC [5]. Так как вес однородной пластины пропорционален ее площади, то по модулю:

$$Q = 0,5lq_{max}$$

Приложение силы Q осуществляется на расстоянии $1/3$ от стороны BC треугольника ABC .

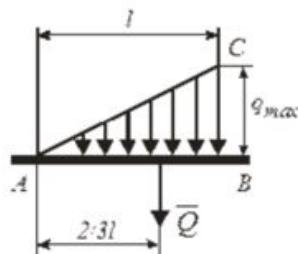


Рис. 2. Эпюра распределения сил вдоль отрезка по линейному закону

Для сил, распределенных вдоль отрезка по произвольному закону, центром сосредоточения сил будет являться центр массы (центр тяжести) этой фигуры [5] (Рисунок 3).

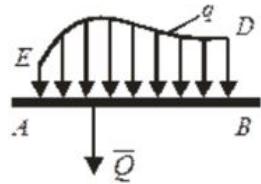


Рис. 3. Эпюра распределения сил произвольное распределение

В данном случае равнодействующая сила Q будет равняться сумме всех приложенных к пластине сил.

С учётом допущения, что энергия распределена вдоль каждой полосы движения равномерно для всего участка движения, для случая произвольного распределения энергии над дорожным полотном, в расчет принимается плоская ограниченная фигура с акустическим центром в центре тяжести фигуры произвольной формы.

Центр тяжести плоской ограниченной фигуры произвольной формы определяется с использованием двойного интеграла, который позволяет определить координаты центра тяжести фигуры, но так как нами принято допущение о неизменности высоты акустического центра автотранспортного потока, необходимо определить только координату центра тяжести по оси X , т.е. по горизонтали вдоль дорожного полотна.

Центр тяжести по оси X плоской однородной ограниченной фигуры определяется согласно следующим формулам:

$$x_0 = \frac{\iint_D x dxdy}{\iint_D dxdy}, \quad (1)$$

$$x_0 = \frac{\iint_D x dxdy}{S}, \quad (2)$$

где S – площадь области фигуры.

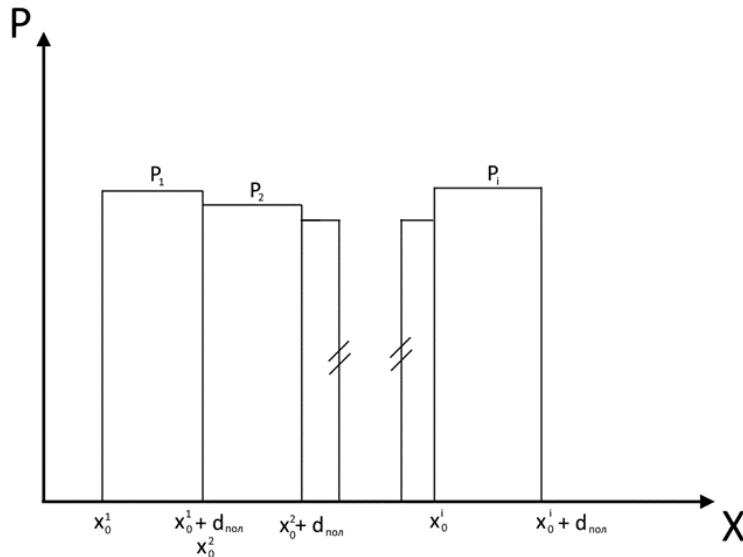


Рис. 4. Расчетная схема центра тяжести (акустического центра) над проезжей частью

где, X_0^i - расстояние от края дороги до начала полосы движения, м; $d_{\text{пол}}$ - ширина полосы движения, м; P_i - среднеквадратичное значение звукового давления от полосы движения, Па.

Выполним вывод формулы для определения акустического центра автотранспортного потока из ф. (1) и (2):

$$X_{\text{АЦ}} = \frac{\sum_{i=1}^n \int_0^{P_i} dy \int_{x_0^i}^{x_0^i + d_{\text{пол}}} x dx}{S}, \quad (3)$$

где n - число полос движения; P_i - среднеквадратичное значение звукового давления от полосы движения, Па; x_0^i - расстояние от края дороги до начала полосы движения, м; $d_{\text{пол}}$ - ширина полосы движения, м; S - площадь искомой фигуры.

Рассмотрим решение каждого из интегралов раздельно:

$$\int_{x_0^i}^{x_0^i + d_{\text{пол}}} x dx = \frac{(x_0^i + d_{\text{пол}})^2 - x_0^i{}^2}{2}, \quad (4)$$

$$\int_0^{P_i} dy = P_i, \quad (5)$$

Площадь искомой фигуры будет равняться:

$$S = d_{\text{пол}} \sum_{i=1}^n P_i, \quad (6)$$

Подставив (4) - (6) в (3) получим следующее выражение:

$$X_{\text{АЦ}} = \frac{\sum_{i=1}^n ((P_i(x_0^i + d_{\text{пол}})^2 - x_0^i{}^2)/2)}{d_{\text{пол}} \sum_{i=1}^n P_i}, \quad (7)$$

где: $P_i = P_0 10^{\frac{L_i}{20}}$; L_i - уровень звука (уровень звукового давления) для i -ой полосы движения; $P_0 = 2 \cdot 10^{-5}$, Па - нулевой порог слышимости.

Для случаев, когда акустическая энергия распределена равномерно или по линейному закону, или по своему характеру близка к данным распределениям, для упрощения расчетов возможно использование в качестве акустического центра стандартных положений центров масс (Рисунок 1,2).

3. Экспериментальные исследования акустического поля над дорожным полотном

Для оценки распределения акустического поля над дорожным полотном необходимо производить измерение непосредственно над каждой из полос движения.

Измерения проводились на прямых участках движения автотранспорта со стабилизированной скоростью потока, по каждой из полос движения, на удалении более 300 м от пересечений автодорог, развязок, съездов и остановочных пунктов. Участки поверхности дорожного полотна были чистыми и сухими.

Оценивался характерный для автотранспортного потока, как непостоянного источника шума, эквивалентный уровень звука, дБА.

Измерения проводились в период отсутствия атмосферных осадков, тумана и скорости ветра менее 5 м/с.

Во время проведения натурных измерений ось микрофона была сориентирована в сторону потока транспорта и расположена перпендикулярно полотну дороги.

В целях предотвращения отражения и экранирования звука оператором, расстояние от микрофона до оператора составляло не менее 0,5 м, при этом также предотвращалось нахождение любых объектов между источником шума и микрофоном.

При проведении измерений оценивалось фоновое влияние на шумовую характеристику соседних полос движения. При последующей обработке фоновые уровни исключались, для получения шумовой характеристики непосредственно измеряемой полосы.

Измерения проводились шумомерами 1-го класса точности, имеющими свидетельства о поверке. Калибровка средств измерения проводилась до и после каждой серии измерений.

В период измерений, параллельно с акустической характеристикой, фиксировались показатели, характеризующие поток, включающие интенсивность движения, состав потока, скоростной режим.

Для экспериментальных исследований были выбраны несколько участков городских и федеральных дорог общего пользования.

Городские дороги

Проспект Испытателей (г. Санкт-Петербург).

4 полосы движения на проезжую часть.



Рис. 5. Место проведения испытаний (пр. Испытателей. г. Санкт-Петербург)

Выборгская набережная (Кантемировский мост)
3 полосы движения на проезжую часть.

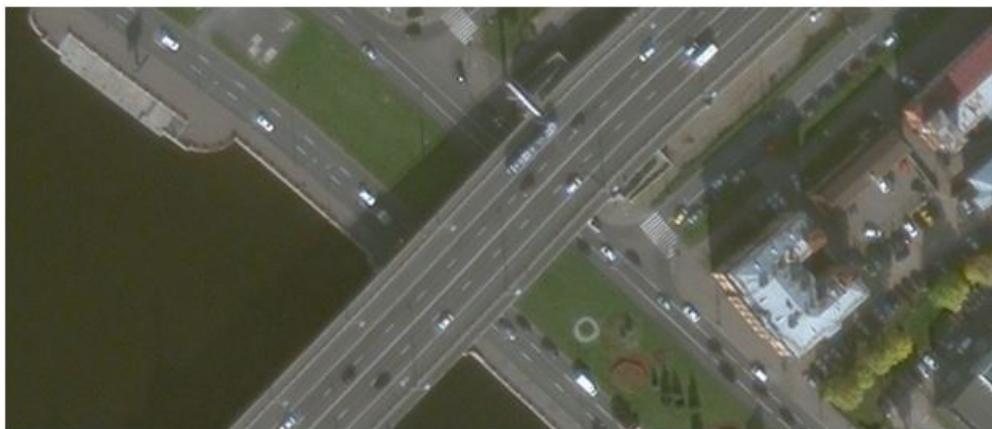


Рис. 6. Место проведения испытаний (Выборгская наб./ Кантемировский мост)

Федеральные дороги общего пользования

Участок кольцевой автодороги Санкт-Петербург (КАД) под Ленинградской ул.
3 полосы движения на проезжую часть.



Рис. 7. Место проведения испытаний (КАД. Ленинградская ул.)

4. Сравнение результатов экспериментальных исследований и расчетной методики

В ходе экспериментальных исследований и последующей обработки, были получены результаты, представленные в Таблице 1. По полученным результатам, согласно представленной в статье методике, в период проведения измерений и согласно результатам расчетов по существующим методикам определения шумовой характеристики, был определен акустический центр автотранспортного потока. В расчет принята методика из СП 276.1325800.2016, так как, согласно работе [7] наибольшую сходимость с экспериментальными исследованиями показали две методики: по формуле (7) из СП 276.1325800.2016 и по формуле, представленной в книге «Защита от шума в градостроительстве. Справочник проектировщика» Осипова Г.Л. [8], но даже эти методики дают завышенные уровни и расхождение с натурными измерениями

до 8-10 дБА. При дальнейшем расчете принято, что влияние различных изменяющихся параметров автотранспортного потока, на суммарную характеристику пропорционально сохраняется.

Таблица 1

Сравнение результатов экспериментальных исследований и расчетной методики

Объект исследования	Полоса движения	Лег-ой а.т., а/ч	Гру-ой а.т., а/ч	Ск., км/ч	Измеренные $L_{\text{экв}}$, дБА	$X_{\text{ац}}$, м.	Расчетные $L_{\text{экв}}$, дБА	$X_{\text{ац}}$, м.
Выборгская наб.	1	680	20	67	75	5,3	72	5,7
	2	640	60	72	74		74	
	3	660	40	70	75		73	
пр. Испытателей	1	440	0	58	73	6,9	70	7,1
	2	560	40	58	73		71	
	3	680	20	59	73		72	
	4	460	20	61	72		70	
КАД. Ленинградская ул.	1	6680	5660	81	80	6,5	88	6,3
	2	10860	5480	91	84		89	
	3	10220	100	99	79		85	
	4	3700	0	90	74		80	

Результаты сравнения показали, что при использовании предложенной в статье методики, незначительное расхождение в расположении акустического центра, не более 20 см, полученное по результатам натурных измерений и по результатам использования существующих расчетных методик определения шумовой характеристики автотранспортного потока. При этом стоит отметить, что также подтвердилась возможность использования методики, предложенной в статье, как к результатам натурных измерений, так и в комбинации с существующими расчетными методиками.

Заключение

В результате ряда преобразований, была получена формула для определения акустического центра автотранспортного потока, учитывающая распределение акустической энергии по каждой из полос движения, а также их ширину.

Расчетная методика, предложенная в статье, может быть внедрена в нормативную документацию по оценке воздействия автотранспортного шума, с целью решения проблемы выбора акустического центра автотранспортного потока, что подтверждается результатами сравнения экспериментальных исследований и расчетных методик.

Методика, предложенная в статье, применима, как к результатам натурных измерений, так и в комбинации с существующими расчетными методиками.

В дальнейшем необходимо рассмотреть вопрос распределения автотранспорта по полосам движения, их состава и средней скорости движения, по каждой из них. Учёт реального распределения потока по полосам и использование предложенной формулы может позволить приблизить расчетные модели шума автотранспортного потока к реальной картине и дать лучшую оценку воздействия автотранспортного потока и эффективности проектируемых шумозащитных конструкций, располагаемых у автодорог.

Список литературы

1. Отто Ханнинен, Энн Барбара Кнол, Матти Янтуунен, Тек-Анг Лим Экологическое бремя болезней в Европе: оценка девяти факторов риска в шести странах // Перспективы гигиены окружающей среды. - 2014. - №Том. 122, № 5. - С. 439-446.
2. Европейское агентство по окружающей среде. Отчет. Шум окружающей среды в Европе - 2020. - Копенгаген К. Дания: Европейское агентство по окружающей среде, 2020. - 104 с.
3. СП 276.1325800.2016. Здания и территории. Правила проектирования защиты от шума транспортных потоков. – Введ. 2017-04-06. - Официальный сайт Минстроя РФ <http://www.minstroyrf.ru/> (по состоянию на 21.03.2017);
4. ОДМ 218.2.013-2011 Методические рекомендации по защите от транспортного шума территорий, прилегающих к автомобильным дорогам. – Введ. 2012-12-26, 2012;
5. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики. - 20-е изд. - Москва: «Высшая школа», 2010. – 416 с.
6. Васильев В.А. Звуковое поле над проезжей частью, формируемое движением автотранспорта // Noise Theory and Practice. – 2021. – Том 7 №5. – с. 25-32.
7. Васильев В.А. Сравнение шумовых характеристик автотранспортных потоков, полученных расчёты путем и в результате натурных измерений / В.А. Васильев // Сборник трудов Третьей Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов. Акустика среды обитания. – 2018. – с. 54 -59.
8. Осипов Г.Л. Защита от шума в градостроительстве. Справочник проектировщика / Г.Л. Осипов, В.Е. Коробков, А.А. Климухин и др.– М.: Стройиздат, 1993

References

1. Otto Hänninen, Anne Barbara Knol, Matti Jantunen, Tek-Ang Lim Environmental Burden of Disease in Europe: Assessing Nine Risk Factors in Six Countries // Environmental Health Perspectives. - 2014. - №Vol. 122, No. 5. - C. 439-446. DOI: 10.1289/ehp.1206154
2. Report «European Environment Agency Environmental noise in Europe» — 2020. - Copenhagen K Denmar: European Environment Agency, 2020. - 104 c. Available at: <https://www.eea.europa.eu/publications/environmental-noise-in-europe>
3. SP 276.1325800.2016. Buildings and territories. Rules for the design of traffic noise protection. - Input. 2017-04-06. - Official website of the Ministry of Construction of the Russian Federation <http://www.minstroyrf.ru/> (as of March 21, 2017);
4. ODM 218.2.013-2011 Guidelines for the protection against traffic noise of areas adjacent to highways. - Input. 2012-12-26, 2012;
5. Targ S.M. A short course in theoretical mechanics. - 20th ed. - Moscow: "Higher School", 2010. - 416 p.
6. Vasiliyev V.A. The sound field above the highway formed by the movement of vehicles // Noise Theory and Practice. - 2021. - Volume 7 No. 5. - 25-32 p.
7. Vasiliyev V.A. Comparison of noise characteristics of motor traffic flows, income by calculation and as a result of natural measurements / V.A. Vasiliyev // Proceedings of the Third All-Russian Conference of Young Scientists and Specialists. Acoustics of the environment. – 2018. – p. 54 -59.
8. Osipov G.L. Noise protection in urban planning. Designer's Handbook / G.L. Osipov, V.E. Korobkov, A.A. Klimukhin and others - M.: Stroyizdat, 1993.

УДК: 629.4.02+06

OECD: 1.03.AA

Расчет скоростей колебаний узла резания шлифовальных станков

Набоков А.Е.¹, Яицков И.А. ^{2*}, Шамшура С.А³,

¹ Заместитель декана по учебной работе факультета «Электромеханический»,
старший преподаватель кафедры «Строительная механика»

² Д.т.н., профессор, декан Электромеханического факультета

^{1,2} Ростовский государственный университет путей сообщения

³ Д.т.н., первый заместитель управляющего директора по реализации стратегии
развития, реформированию и инвестициям ПАО «Роствертол»

^{1,2,3} г. Ростов-на-Дону, РФ

Аннотация

На шлифовальных станках обрабатываются изделия значительно отличающиеся по диаметрам и длинам, соответственно, по величинам изгибной жесткости и их соотношению с жесткостью опор. Поэтому в статье рассмотрены акустические характеристики шлифовальных станков, у которых узел резания представлен как система с распределенной массой с тремя условиями закрепления: шарнирно-опертого, жестко защемленного стержня и на упруго-податливых опорах. Рассмотрены силовые воздействия процесса фрезерования и представлены дифференциальные уравнения колебаний заготовки, а также их решение при различных способах закрепления с учетом специфики задания силового воздействия. Результаты теоретических исследований дают возможность прогнозирования ожидаемых уровней шума на этапе проектирования как станочного оборудования, так и технологических процессов, так как учитывают все геометрические, физико-механические параметры обрабатываемых изделий и режущего инструмента, а также технологические режимы обработки и способы закрепления.

Ключевые слова: фреза, резьбовой резец, шарнирное закрепление, жесткое закрепление, упруго-диссипативное закрепление, уравнение колебаний.

Calculation of the oscillation speeds of the cutting node of slot-milling machines

Nabokov A.E.¹, Yaitskov I.A.^{2*}, Shamshura S.A.³,

¹ Deputy Dean for Academic Education Processing of the Department «Electromechanical»,
Senior Lecturer of the Chair «Structural Mechanics»

² Doctor of Engineering Sciences, Professor, Dean of the Electromechanical Faculty

^{1,2} Rostov State Transport University

³ Doctor of Engineering Sciences, First Deputy Managing Director for the implementation
of the development strategy, reform and investment of PJSC Rostvertol

^{1,2,3} Rostov-on-Don, Russia

Abstract

Products significantly differing in diameters and lengths, respectively, in the values of bending cruelty and their ratio to the stiffness of the supports are processed on slotted milling machines. Therefore, the article considers the acoustic characteristics of slotted milling machines, in which the cutting unit is presented as a

*E-mail: yia@rgups.ru (Яицков И.А.)

system with a distributed mass with three conditions of fastening: a hinged, rigidly pinched rod and on elastic-yielding supports. The force effects of the milling process are considered and the differential equations of the workpiece vibrations are presented, as well as their solution with various methods of fixing, taking into account the specifics of the task of force action. The results of theoretical studies make it possible to predict the expected noise levels on the design floor of both machine equipment and technological processes, since they take into account all geometric, physico-mechanical parameters of the processed products and cutting tools, as well as technological processing modes.

Keywords: milling cutter, threaded cutter, hinge fastening, rigid fastening, elastic-dissipative fastening, oscillation equation.

Введение

В машиностроительном производстве достаточно широко применяется процесс фрезерования наружных и внутренних резьб. Этот процесс зачастую сопровождается негативными явлениями, превышающими санитарные нормы по предельно-допустимому уровню шума на рабочих местах станочника шлифовальных станков. Воздействие повышенного шума приводит как к профессиональным заболеваниям, так и к снижению производительности труда. В настоящее время изучению вопросов повышения вибрационного комфорта посвящен большой объем научных исследований [1–10], но для рабочих мест станочников шлифовальных станков остается недостаточно изученным.

1. Объект исследования

Скорости колебаний оправки червячной фрезы как система с распределенной массой определены для трех условий закрепления: – шарнирно-опертого, жестко защемленного стержня и на упруго-податливых опорах исходя из уравнения:

$$\frac{EJ\partial^4 z(y)}{\partial x^4} + \rho F \frac{\partial^2 z(y)}{\partial t^2} = 1,3 \cdot 10^{-4} P_{z,y} \delta(x - x_0),$$

где E и J – модуль упругости (Па) и момент инерции (м^4) оправки; ρ и F – плотность ($\text{кг}/\text{м}^3$) материала и площадь поперечного сечения (м^2); $\delta(x - x_0)$ – дельта функция в координате x_0 .

Силовые воздействия процесса фрезерования имеет гармонический характер, поэтому решение уравнения колебаний целесообразно представлять в виде гармонической функции. Тогда, уравнение, определяющее функцию $f(t)$, представлены в следующем виде:

$$\begin{cases} f''_{kz}(t) + \left(\frac{k}{R_\phi}\right)^2 \frac{6,3 \cdot 10^6}{l_\phi} f_{kz} = \frac{4P_z \cdot 10^{-5}}{R_\phi^2 l_\phi} \cos \left[0,1nz^*t - (q-1)\frac{2\pi}{z^*}\right] \\ f''_{ky}(t) + \left(\frac{k}{R_\phi}\right)^2 \frac{6,3 \cdot 10^6}{l_\phi} f_{ky} = \frac{1,6P_z \cdot 10^5}{R_\phi^2 l_\phi} \cos \left[0,1nz^*t - (q-1)\frac{2\pi}{z^*}\right] \end{cases}$$

2. Методы исследования

Для круглого стального стержня в зависимости от краевых условий закрепления и учитывая, что координата силового воздействия не изменяется в течение времени обработки получены следующие уравнения и их решения относительно модуля скоростей колебаний и с учетом эффективного коэффициента потерь колебательной энергии (η).

Для условий шарнирного закрепления

$$\frac{d^2z}{dt^2} + 10^7 d_0^2 \left(\frac{k}{l} \right) z = \frac{3 \cdot 10^{-4} P_z}{d_0^2 l} \cos \left[0,1 n z^* t - (q-1) \frac{2\pi}{z^*} \right]$$

$$\frac{d^2y}{dt^2} + 10^7 d_0^2 \left(\frac{k}{l} \right) y = \frac{1,2 \cdot 10^{-4} P_z}{d_0^2 l} \cos \left[0,1 n z^* t - (q-1) \frac{2\pi}{z^*} \right]$$

$$V_k = \sqrt{\left(\frac{dz}{dt} \right)_{max}^2 + \left(\frac{dy}{dt} \right)_{max}^2} = \frac{3,2 \cdot 10^{-5} P_z n z^*}{d_0^2 l} \cdot \sum_{k=1}^{k^*} \frac{\left[10^6 d_0^2 \left(\frac{k}{l} \right)^4 - 0,01 (n z^*)^2 \right]}{\left[10^7 d_0^2 \left(\frac{k}{l} \right)^4 - 0,01 (n z^*)^2 \right]^2 + 10^{14} d_0^4 \left(\frac{k}{l} \right)^8},$$

где d_0 – диаметр оправки, м; l – длина оправки, м.

Для условий жесткого закрепления

Вывод зависимостей скоростей колебаний заготовок при нарезании внутренних резьб.

При фрезеровании внутренней резьбы уравнение колебаний заготовки для условий консольного закрепления определяется следующим образом

$$V_{kz} = \left| \frac{10^{-5} P_z n z^*}{d_0^2 l} \right| \left| \begin{array}{c} \left\{ \begin{array}{l} \frac{d^2 z_1}{dt^2} + 8 \cdot 10^8 d_0^2 \left(\frac{k}{l} \right)^4 z_1 = \frac{7,5 \cdot 10^{-5} P_z}{d_0^2 l} \cos \left[0,1 n z^* t - (q-1) \frac{2\pi}{z^*} \right] \\ \frac{d^2 y_1}{dt^2} + 8 \cdot 10^8 d_0^2 \left(\frac{k}{l} \right)^4 y_1 = \frac{3 \cdot 10^{-5} P_z}{d_0^2 l} \cos \left[0,1 n z^* t - (q-1) \frac{2\pi}{z^*} \right] \end{array} \right\} \\ \left\{ \begin{array}{l} \frac{d^2 z_2}{dt^2} + 1 \cdot 10^7 d_0^2 \left(\frac{k}{l} \right)^4 z_2 = -\frac{2,3 \cdot 10^{-4} P_z}{d_0^2 l} \cos \left[0,1 n z^* t - (q-1) \frac{2\pi}{z^*} \right] \\ \frac{d^2 y_2}{dt^2} + 1 \cdot 10^7 d_0^2 \left(\frac{k}{l} \right)^4 y_2 = -\frac{1 \cdot 10^{-5} P_z}{d_0^2 l} \cos \left[0,1 n z^* t - (q-1) \frac{2\pi}{z^*} \right] \end{array} \right\} \\ \left| \begin{array}{c} \sum_{k=1}^{k^*} \frac{7,5 \left[8 \cdot 10^8 d_0^2 \left(\frac{k}{l} \right)^4 - 0,01 (n z^*)^2 \right]}{\left[8 \cdot 10^8 d_0^2 \left(\frac{k}{l} \right)^4 - 0,01 (n z^*)^2 \right]^2 + 6,4 \cdot 10^{17} d_0 \eta^2 \left(\frac{k}{l} \right)^8} - \\ - \frac{23 \left[10^7 d_0^2 \left(\frac{k}{l} \right)^4 - 0,01 (n z^*)^2 \right]}{\left[10^7 d_0^2 \left(\frac{k}{l} \right)^4 - 0,01 (n z^*)^2 \right]^2 + 10^4 d_0^4 \eta^2 \left(\frac{k}{l} \right)^8} \end{array} \right| \\ \left| \begin{array}{c} \sum_{k=1}^{k^*} \frac{3 \left[8 \cdot 10^8 d_0^2 \left(\frac{k}{l} \right)^4 - 0,01 (n z^*)^2 \right]}{\left[8 \cdot 10^8 d_0^2 \left(\frac{k}{l} \right)^4 - 0,01 (n z^*)^2 \right]^2 + 6,4 \cdot 10^{17} d_0 \eta^2 \left(\frac{k}{l} \right)^8} - \\ - \frac{10^7 d_0^2 \left(\frac{k}{l} \right)^4 - 0,01 (n z^*)^2}{\left[10^7 d_0^2 \left(\frac{k}{l} \right)^4 - 0,01 (n z^*)^2 \right]^2 + 10^4 d_0^4 \eta^2 \left(\frac{k}{l} \right)^8} \end{array} \right| \end{array} \right| \end{array} \right|$$

$$V_{k_{max}} = \sqrt{(V_{ky_{max}})^2 + (V_{kx_{max}})^2}.$$

Для условий упруго-диссипативного закрепления

Вывод зависимостей скоростей колебаний заготовок при нарезании внутренних резьб.

При фрезеровании внутренней резьбы уравнение колебаний заготовки для условий консольного закрепления определяется следующим образом

$$\begin{aligned} \frac{d^2z_1}{dt^2} + 6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{10k-1}{l} \right)^4 z_1 &= \frac{1,6 \cdot 10^{-5} P_z}{\rho F} \cos \left[0,1n z^* t - (q-1) \frac{2\pi}{z^*} \right], \\ \frac{d^2z_2}{dt^2} + 6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{6k+1}{l} \right)^4 z_2 &= \frac{1,6 \cdot 10^{-5} P_z}{\rho F} \cos \left[0,1n z^* t - (q-1) \frac{2\pi}{z^*} \right], \\ \frac{d^2z_3}{dt^2} + 6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{6k-1}{l} \right)^4 z_3 &= \frac{6,4 \cdot 10^{-5} P_z}{\rho F} \cos \left[0,1n z^* t - (q-1) \frac{2\pi}{z^*} \right], \\ \frac{d^2z_4}{dt^2} + 6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{2k+1}{l} \right)^4 z_4 &= \frac{6,4 \cdot 10^{-5} P_z}{\rho F} \cos \left[0,1n z^* t - (q-1) \frac{2\pi}{z^*} \right], \\ \frac{d^2z_5}{dt^2} + 6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{2k-1}{l} \right)^4 z_5 &= \frac{2,6 \cdot 10^{-5} P_z}{\rho F} \cos \left[0,1n z^* t - (q-1) \frac{2\pi}{z^*} \right], \\ \frac{d^2y_1}{dt^2} + 6 \frac{EJ_y}{\rho F} \left(\frac{10k-1}{l} \right)^4 y_1 &= \frac{6,4 \cdot 10^{-5} P_z}{\rho F} \cos \left[0,1n z^* t - (q-1) \frac{2\pi}{z^*} \right], \\ \frac{d^2y_2}{dt^2} + 6 \frac{EJ_y}{\rho F} \left(\frac{6k+1}{l} \right)^4 y_2 &= \frac{6,4 \cdot 10^{-5} P_z}{\rho F} \cos \left[0,1n z^* t - (q-1) \frac{2\pi}{z^*} \right], \\ \frac{d^2y_3}{dt^2} + 6 \frac{EJ_y}{\rho F} \left(\frac{6k-1}{l} \right)^4 y_3 &= \frac{2,6 \cdot 10^{-5} P_z}{\rho F} \cos \left[0,1n z^* t - (q-1) \frac{2\pi}{z^*} \right], \\ \frac{d^2y_4}{dt^2} + 6 \frac{EJ_y}{\rho F} \left(\frac{2k+1}{l} \right)^4 y_4 &= \frac{2,6 \cdot 10^{-5} P_z}{\rho F} \cos \left[0,1n z^* t - (q-1) \frac{2\pi}{z^*} \right], \\ \frac{d^2y_5}{dt^2} + 6 \frac{EJ_y}{\rho F} \left(\frac{2k-1}{l} \right)^4 y_5 &= \frac{10^{-5} P_z}{\rho F} \cos \left[0,1n z^* t - (q-1) \frac{2\pi}{z^*} \right]. \end{aligned}$$

Аналогичным образом задаются уравнения колебаний при нарезании внутренней резьбы резьбовым резцом (с учетом аналитического выражения сил резания).

$$\begin{aligned} \frac{d^2z_1}{dt^2} + 6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{10k-1}{l} \right)^4 z_1 &= \frac{1,6 \cdot 10^{-5} P_z}{\rho F} (1 + 0,3 \sin \omega t), \\ \frac{d^2z_2}{dt^2} + 6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{6k+1}{l} \right)^4 z_2 &= \frac{1,6 \cdot 10^{-5} P_z}{\rho F} (1 + 0,3 \sin \omega t), \\ \frac{d^2z_3}{dt^2} + 6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{6k-1}{l} \right)^4 z_3 &= \frac{6,4 \cdot 10^{-5} P_z}{\rho F} (1 + 0,3 \sin \omega t), \\ \frac{d^2z_4}{dt^2} + 6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{2k+1}{l} \right)^4 z_4 &= \frac{6,4 \cdot 10^{-5} P_z}{\rho F} (1 + 0,3 \sin \omega t), \\ \frac{d^2z_5}{dt^2} + 6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{2k-1}{l} \right)^4 z_5 &= \frac{2,6 \cdot 10^{-5} P_z}{\rho F} (1 + 0,3 \sin \omega t), \\ \frac{d^2y_1}{dt^2} + 6 \frac{EJ_y}{\rho F} \left(\frac{10k-1}{l} \right)^4 y_1 &= \frac{1,6 \cdot 10^{-5} P_y}{\rho F} (1 + 0,3 \sin \omega t), \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\frac{d^2y_2}{dt^2} + 6\frac{EJ_y}{\rho F}\left(\frac{6k+1}{l}\right)^4y_2 &= \frac{1,6 \cdot 10^{-5}P_y}{\rho F}(1 + 0,3 \sin \omega t), \\ \frac{d^2y_3}{dt^2} + 6\frac{EJ_y}{\rho F}\left(\frac{6k-1}{l}\right)^4y_3 &= \frac{6,4 \cdot 10^{-5}P_y}{\rho F}(1 + 0,3 \sin \omega t), \\ \frac{d^2y_4}{dt^2} + 6\frac{EJ_y}{\rho F}\left(\frac{2k+1}{l}\right)^4y_4 &= \frac{6,4 \cdot 10^{-5}P_y}{\rho F}(1 + 0,3 \sin \omega t), \\ \frac{d^2y_5}{dt^2} + 6\frac{EJ_y}{\rho F}\left(\frac{2k-1}{l}\right)^4y_5 &= \frac{2,6 \cdot 10^{-5}P_y}{\rho F}(1 + 0,3 \sin \omega t).\end{aligned}$$

Решение уравнений в виде модулей действительных частей скоростей колебаний определяются по формулам:

Для технологического процесса нарезания резьбы резцом

$$\begin{aligned}|Re\{V_{kz_1}\}| &= \left| \sum_{k=1}^{k^*} -\frac{0,8P_z l_\partial^3}{EJ_z} \cdot \sqrt{\frac{EJ_z}{\rho F}} \left(\frac{10k-1}{l} \right)^2 \sin 6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{10k-1}{l} \right)^2 + \right. \\ &\quad \left. + \frac{4,8 \cdot 10^{-6}P_z \omega}{\rho F} \cdot \frac{\left[6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{10k-1}{l} \right)^4 - \omega^2 \right] \cos \omega t}{\left[6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{10k-1}{l} \right)^4 - \omega^2 \right]^2 + 36 \left(\frac{EJ_z}{\rho F} \eta \right)^2 \left(\frac{10k-1}{l} \right)^8} \right| \\ |Re\{V_{kz_2}\}| &= \left| \sum_{k=1}^{k^*} -\frac{0,8P_z l_\partial^3}{EJ_z} \cdot \sqrt{\frac{EJ_z}{\rho F}} \left(\frac{6k+1}{l} \right)^2 \sin 6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{6k+1}{l} \right)^2 + \right. \\ &\quad \left. + \frac{4,8 \cdot 10^{-6}P_z \omega}{\rho F} \cdot \frac{\left[6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{6k+1}{l} \right)^4 - \omega^2 \right] \cos \omega t}{\left[6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{6k+1}{l} \right)^4 - \omega^2 \right]^2 + 36 \left(\frac{EJ_z}{\rho F} \eta \right)^2 \left(\frac{6k+1}{l} \right)^8} \right| \\ |Re\{V_{kz_3}\}| &= \left| \sum_{k=1}^{k^*} -\frac{0,8P_z l_\partial^3}{EJ_z} \cdot \sqrt{\frac{EJ_z}{\rho F}} \left(\frac{6k-1}{l} \right)^2 \sin 6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{6k-1}{l} \right)^2 + \right. \\ &\quad \left. + \frac{10^{-5}P_z \omega}{\rho F} \cdot \frac{\left[6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{6k-1}{l} \right)^4 - \omega^2 \right] \cos \omega t}{\left[6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{6k-1}{l} \right)^4 - \omega^2 \right]^2 + 36 \left(\frac{EJ_z}{\rho F} \eta \right)^2 \left(\frac{6k-1}{l} \right)^8} \right| \\ |Re\{V_{kz_4}\}| &= \left| \sum_{k=1}^{k^*} -\frac{0,8P_z l_\partial^3}{EJ_z} \cdot \sqrt{\frac{EJ_z}{\rho F}} \left(\frac{2k+1}{l} \right)^2 \sin 6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{2k+1}{l} \right)^2 + \right. \\ &\quad \left. + \frac{10^{-5}P_z \omega}{\rho F} \cdot \frac{\left[6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{2k+1}{l} \right)^4 - \omega^2 \right] \cos \omega t}{\left[6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{2k+1}{l} \right)^4 - \omega^2 \right]^2 + 36 \left(\frac{EJ_z}{\rho F} \eta \right)^2 \left(\frac{2k+1}{l} \right)^8} \right| \\ |Re\{V_{kz_5}\}| &= \left| \sum_{k=1}^{k^*} -\frac{0,8P_z l_\partial^3}{EJ_z} \cdot \sqrt{\frac{EJ_z}{\rho F}} \left(\frac{2k-1}{l} \right)^2 \sin 6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{2k-1}{l} \right)^2 + \right. \\ &\quad \left. + \frac{7,8 \cdot 10^{-6}P_z \omega}{\rho F} \cdot \frac{\left[6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{2k-1}{l} \right)^4 - \omega^2 \right] \cos \omega t}{\left[6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{2k-1}{l} \right)^4 - \omega^2 \right]^2 + 36 \left(\frac{EJ_z}{\rho F} \eta \right)^2 \left(\frac{2k-1}{l} \right)^8} \right|\end{aligned}$$

Аналогичными зависимостями определяются скорости колебаний в направлении оси ОY (с учетом замены P_z на P_y и J_z на J_y)

$$ReV_k = \sqrt{\sum_1^5 (ReV_{kz})^2 + (ReV_{ky})^2}$$

для условий фрезерования

$$\begin{aligned}|Re\{V_{kz_1}\}| &= \sum_{k=1}^{k^*} -\frac{0,8P_z l_\partial^3}{EJ_z} \cdot \sqrt{\frac{EJ_z}{\rho F}} \left(\frac{10k-1}{l} \right)^2 \sin 2,45 \sqrt{\frac{EJ_z}{\rho F}} \left(\frac{10k-1}{l} \right)^2 t + \\ &\quad + \frac{1,6 \cdot 10^{-6}P_z n z^*}{\rho F} \cdot \frac{\left[6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{10k-1}{l} \right)^4 - (0,1n z^*)^2 \right] \sin [0,1n z^* t - (q-1) \frac{2\pi}{z^*}]}{\left[6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{10k-1}{l} \right)^4 - (0,1n z^*)^2 \right]^2 + 36 \left(\frac{EJ_z}{\rho F} \eta \right)^2 \left(\frac{10k-1}{l} \right)^8}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
|Re\{V_{kz_2}\}| &= \sum_{k=1}^{k^*} -\frac{0,8P_z l_\partial^3}{EJ_z} \cdot \sqrt{\frac{EJ_z}{\rho F}} \left(\frac{6k+1}{l}\right)^2 \sin 2,45 \sqrt{\frac{EJ_z}{\rho F}} \left(\frac{6k+1}{l}\right)^2 t + \\
&+ \frac{1,6 \cdot 10^{-6} P_z n z^*}{\rho F} \cdot \frac{\left[6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{6k+1}{l}\right)^4 - (0,1n z^*)^2\right] \sin [0,1n z^* t - (q-1) \frac{2\pi}{z^*}]}{\left[6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{6k+1}{l}\right)^4 - (0,1n z^*)^2\right]^2 + 36 \left(\frac{EJ_z}{\rho F} \eta\right)^2 \left(\frac{6k+1}{l}\right)^8} \\
|Re\{V_{kz_3}\}| &= \sum_{k=1}^{k^*} -\frac{0,8P_z l_\partial^3}{EJ_z} \cdot \sqrt{\frac{EJ_z}{\rho F}} \left(\frac{6k-1}{l}\right)^2 \sin 2,45 \sqrt{\frac{EJ_z}{\rho F}} \left(\frac{6k-1}{l}\right)^2 t + \\
&+ \frac{6,4 \cdot 10^{-6} P_z n z^*}{\rho F} \cdot \frac{\left[6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{6k-1}{l}\right)^4 - (0,1n z^*)^2\right] \sin [0,1n z^* t - (q-1) \frac{2\pi}{z^*}]}{\left[6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{6k-1}{l}\right)^4 - (0,1n z^*)^2\right]^2 + 36 \left(\frac{EJ_z}{\rho F} \eta\right)^2 \left(\frac{6k-1}{l}\right)^8} \\
|Re\{V_{kz_4}\}| &= \sum_{k=1}^{k^*} -\frac{0,8P_z l_\partial^3}{EJ_z} \cdot \sqrt{\frac{EJ_z}{\rho F}} \left(\frac{2k+1}{l}\right)^2 \sin 2,45 \sqrt{\frac{EJ_z}{\rho F}} \left(\frac{2k+1}{l}\right)^2 t + \\
&+ \frac{6,4 \cdot 10^{-6} P_z n z^*}{\rho F} \cdot \frac{\left[6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{2k+1}{l}\right)^4 - (0,1n z^*)^2\right] \sin [0,1n z^* t - (q-1) \frac{2\pi}{z^*}]}{\left[6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{2k+1}{l}\right)^4 - (0,1n z^*)^2\right]^2 + 36 \left(\frac{EJ_z}{\rho F} \eta\right)^2 \left(\frac{2k+1}{l}\right)^8} \\
|Re\{V_{kz_5}\}| &= \sum_{k=1}^{k^*} -\frac{0,8P_z l_\partial^3}{EJ_z} \cdot \sqrt{\frac{EJ_z}{\rho F}} \left(\frac{2k+1}{l}\right)^2 \sin 2,45 \sqrt{\frac{EJ_z}{\rho F}} \left(\frac{2k+1}{l}\right)^2 t + \\
&+ \frac{2,6 \cdot 10^{-6} P_z n z^*}{\rho F} \cdot \frac{\left[6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{2k+1}{l}\right)^4 - (0,1n z^*)^2\right] \sin [0,1n z^* t - (q-1) \frac{2\pi}{z^*}]}{\left[6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{2k+1}{l}\right)^4 - (0,1n z^*)^2\right]^2 + 36 \left(\frac{EJ_z}{\rho F} \eta\right)^2 \left(\frac{2k+1}{l}\right)^8} \\
|Re\{V_{ky_1}\}| &= \sum_{k=1}^{k^*} -\frac{0,8P_z l_\partial^3}{EJ_y} \cdot \sqrt{\frac{EJ_y}{\rho F}} \left(\frac{10k-1}{l}\right)^2 \sin 2,45 \sqrt{\frac{EJ_y}{\rho F}} \left(\frac{10k-1}{l}\right)^2 t + \\
&+ \frac{6,4 \cdot 10^{-6} P_z n z^*}{\rho F} \cdot \frac{\left[6 \frac{EJ_y}{\rho F} \left(\frac{10k-1}{l}\right)^4 - (0,1n z^*)^2\right] \sin [0,1n z^* t - (q-1) \frac{2\pi}{z^*}]}{\left[6 \frac{EJ_y}{\rho F} \left(\frac{10k-1}{l}\right)^4 - (0,1n z^*)^2\right]^2 + 36 \left(\frac{EJ_y}{\rho F} \eta\right)^2 \left(\frac{10k-1}{l}\right)^8} \\
|Re\{V_{ky_2}\}| &= \sum_{k=1}^{k^*} -\frac{0,8P_z l_\partial^3}{EJ_y} \cdot \sqrt{\frac{EJ_y}{\rho F}} \left(\frac{6k+1}{l}\right)^2 \sin 2,45 \sqrt{\frac{EJ_y}{\rho F}} \left(\frac{6k+1}{l}\right)^2 t + \\
&+ \frac{1,6 \cdot 10^{-6} P_z n z^*}{\rho F} \cdot \frac{\left[6 \frac{EJ_y}{\rho F} \left(\frac{6k+1}{l}\right)^4 - (0,1n z^*)^2\right] \sin [0,1n z^* t - (q-1) \frac{2\pi}{z^*}]}{\left[6 \frac{EJ_y}{\rho F} \left(\frac{6k+1}{l}\right)^4 - (0,1n z^*)^2\right]^2 + 36 \left(\frac{EJ_y}{\rho F} \eta\right)^2 \left(\frac{6k+1}{l}\right)^8} \\
|Re\{V_{ky_3}\}| &= \sum_{k=1}^{k^*} -\frac{0,8P_z l_\partial^3}{EJ_y} \cdot \sqrt{\frac{EJ_y}{\rho F}} \left(\frac{6k-1}{l}\right)^2 \sin 2,45 \sqrt{\frac{EJ_y}{\rho F}} \left(\frac{6k-1}{l}\right)^2 t + \\
&+ \frac{2,6 \cdot 10^{-5} P_z n z^*}{\rho F} \cdot \frac{\left[6 \frac{EJ_y}{\rho F} \left(\frac{6k-1}{l}\right)^4 - (0,1n z^*)^2\right] \sin [0,1n z^* t - (q-1) \frac{2\pi}{z^*}]}{\left[6 \frac{EJ_y}{\rho F} \left(\frac{6k-1}{l}\right)^4 - (0,1n z^*)^2\right]^2 + 36 \left(\frac{EJ_y}{\rho F} \eta\right)^2 \left(\frac{6k-1}{l}\right)^8} \\
|Re\{V_{ky_4}\}| &= \sum_{k=1}^{k^*} -\frac{0,8P_z l_\partial^3}{EJ_y} \cdot \sqrt{\frac{EJ_y}{\rho F}} \left(\frac{2k+1}{l}\right)^2 \sin 2,45 \sqrt{\frac{EJ_y}{\rho F}} \left(\frac{2k+1}{l}\right)^2 t + \\
&+ \frac{6,4 \cdot 10^{-6} P_z n z^*}{\rho F} \cdot \frac{\left[6 \frac{EJ_y}{\rho F} \left(\frac{2k+1}{l}\right)^4 - (0,1n z^*)^2\right] \sin [0,1n z^* t - (q-1) \frac{2\pi}{z^*}]}{\left[6 \frac{EJ_y}{\rho F} \left(\frac{2k+1}{l}\right)^4 - (0,1n z^*)^2\right]^2 + 36 \left(\frac{EJ_y}{\rho F} \eta\right)^2 \left(\frac{2k+1}{l}\right)^8}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
|Re\{V_{ky_5}\}| &= \sum_{k=1}^{k^*} -\frac{0,8P_z l_\partial^3}{EJ_y} \cdot \sqrt{\frac{EJ_y}{\rho F}} \left(\frac{2k-1}{l}\right)^2 \sin 2,45 \sqrt{\frac{EJ_y}{\rho F}} \left(\frac{2k-1}{l}\right)^2 t + \\
&+ \frac{10^{-5}P_z n z^*}{\rho F} \cdot \frac{\left[6\frac{EJ_y}{\rho F} \left(\frac{2k-1}{l}\right)^4 - (0,1n z^*)^2\right] \sin [0,1n z^* t - (q-1)\frac{2\pi}{z^*}]}{\left[6\frac{EJ_y}{\rho F} \left(\frac{2k-1}{l}\right)^4 - (0,1n z^*)^2\right]^2 + 36\left(\frac{EJ_y}{\rho F}\eta\right)^2 \left(\frac{2k-1}{l}\right)^8} \\
|Re\{V_{kz}\}| &= \sum_1^5 |Re\{V_{kz_i}\}|; |Re\{V_{ky}\}| = \sum_1^5 |Re\{V_{ky_i}\}|; \\
Re\{V_k\} &= \sqrt{\sum_1^5 (Re V_{kz})^2 + (Re V_{ky})^2},
\end{aligned}$$

где l_∂ – длина консольной части детали, м.

3. Результаты исследования

При нарезании резьбы на токарном резьбонарезном станке с учетом специфики задания силового воздействия получены следующие дифференциальные уравнения и их решения относительно действительной части скоростей колебаний. Применительно к варианту шарнирного закрепления заготовки

$$\begin{aligned}
\frac{d^2z}{dt^2} + 6\frac{E}{\rho} d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 z &= \frac{0,64P_z}{\rho d^2 l} \sum_{k=1}^{k^*} \sin \frac{\pi k S_n}{l} t + 0,15 [\sin (\frac{\pi k S_n}{l} + \omega) t + \sin (\frac{\pi k S_n}{l} - \omega) t] \\
\frac{d^2y}{dt^2} + 6d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 y &= \frac{0,64P_z}{\rho d^2 l} \sum_{k=1}^{k^*} \sin \frac{\pi k S_n}{l} t + 0,15 [\sin (\frac{\pi k S_n}{l} + \omega) t + \sin (\frac{\pi k S_n}{l} - \omega) t] \\
|V_{kz}| &= \frac{0,64P_z}{\rho d^2 l} \left(\sum_{k=1}^{k^*} \frac{\left[6\frac{E}{\rho} d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 - \left(\frac{\pi k S_n}{l}\right)^2\right] \frac{\pi k S_n}{l} \cos \frac{\pi k S_n}{l} t}{\left[6d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 - \left(\frac{\pi k S_n}{l}\right)^2\right]^2 + 36d^4 \eta^2 \left(\frac{k}{l}\right)^8} + \right. \\
&\quad \left. + 0,15 \left\{ \frac{\left[6d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 - \left(\frac{\pi k S_n}{l} + \omega\right)^2\right] \left(\frac{\pi k S_n}{l} + \omega\right) \cos \left(\frac{\pi k S_n}{l} t + \omega\right) t}{\left[6\frac{E}{\rho} d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 - \left(\frac{\pi k S_n}{l} + \omega\right)^2\right]^2 + 36d^4 \left(\frac{E}{\rho}\right)^2 \eta^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4} \right\} \right) \\
|V_{ky}| &= \frac{0,64P_y}{\rho d^2 l} \left(\sum_{k=1}^{k^*} \frac{\left[6\frac{E}{\rho} d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 - \left(\frac{\pi k S_n}{l}\right)^2\right] \frac{\pi k S_n}{l} \cos \frac{\pi k S_n}{l} t}{\left[6d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 - \left(\frac{\pi k S_n}{l}\right)^2\right]^2 + 36d^4 \eta^2 \left(\frac{k}{l}\right)^8} + \right. \\
&\quad \left. + 0,15 \left\{ \frac{\left[6d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 - \left(\frac{\pi k S_n}{l} + \omega\right)^2\right] \left(\frac{\pi k S_n}{l} + \omega\right) \cos \left(\frac{\pi k S_n}{l} t + \omega\right) t}{\left[6\frac{E}{\rho} d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 - \left(\frac{\pi k S_n}{l} + \omega\right)^2\right]^2 + 36d^4 \left(\frac{E}{\rho}\right)^2 \eta^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4} \right\} \right)
\end{aligned}$$

Для условий жесткого закрепления заготовки

$$\begin{aligned}
\frac{d^2z_1}{dt^2} + 5 \cdot 10^2 \frac{E}{\rho} d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 z_1 &= \frac{0,04P_z}{\rho d^2 l} \sum_{k=1}^{k^*} \sin \frac{3\pi k V}{l} t - 3 \sin \frac{\pi k V}{l} t + \\
&+ 0,15 [\sin (\frac{3\pi k V}{l} + \omega) t + \sin (\frac{3\pi k S_n}{l} - \omega) t] - 0,45 [\sin (\frac{\pi k V}{l} + \omega) t + \sin (\frac{\pi k V}{l} - \omega) t] \\
\frac{d^2z_2}{dt^2} + 6\frac{E}{\rho} d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 z_2 &= -\frac{0,12P_z}{\rho d^2 l} \sum_{k=1}^{k^*} \sin \frac{3\pi k V}{l} t - 3 \sin \frac{\pi k V}{l} t + \\
&+ 0,15 [\sin (\frac{3\pi k V}{l} + \omega) t + \sin (\frac{3\pi k S_n}{l} - \omega) t] - 0,45 [\sin (\frac{\pi k V}{l} + \omega) t + \sin (\frac{\pi k V}{l} - \omega) t]
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{d^2y_1}{dt^2} + 5 \cdot 10^2 \frac{E}{\rho} d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 y_1 &= \frac{0,04P_z}{\rho d^2 l} \sum_{k=1}^{k^*} \sin \frac{3\pi k V}{l} t - 3 \sin \frac{\pi k V}{l} t + \\ &+ 0,15 \left[\sin \left(\frac{3\pi k V}{l} + \omega \right) t + \sin \left(\frac{3\pi k S_n}{l} - \omega \right) t \right] - 0,45 \left[\sin \left(\frac{\pi k V}{l} + \omega \right) t + \sin \left(\frac{\pi k V}{l} - \omega \right) t \right] \\ \frac{d^2y_2}{dt^2} + 6 \frac{E}{\rho} d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 y_2 &= - \frac{0,12P_z}{\rho d^2 l} \sum_{k=1}^{k^*} \sin \frac{3\pi k V}{l} t - 3 \sin \frac{\pi k V}{l} t + \\ &+ 0,15 \left[\sin \left(\frac{3\pi k V}{l} + \omega \right) t + \sin \left(\frac{3\pi k S_n}{l} - \omega \right) t \right] - 0,45 \left[\sin \left(\frac{\pi k V}{l} + \omega \right) t + \sin \left(\frac{\pi k V}{l} - \omega \right) t \right] \end{aligned}$$

Заключение

Выведены зависимости скоростей колебаний режущего инструмента и заготовки, используя разработанные подходы к расчету вибраций и шума шлифовального станка с различными условиями закрепления и получены системы дифференциальных уравнений второго порядка для каждого из вариантов.

Результаты теоретических исследований дают возможность прогнозирования ожидаемых уровней шума на этаже проектирования как станочного оборудования, так и технологических процессов, так как учитывают все геометрические, физико-механические параметры обрабатываемых изделий и режущего инструмента, а также технологические режимы обработки и способы закрепления.

Список литературы

- Чукарин А.Н. Теория и метода акустических расчетов и проектирования технологических машин для механической обработки. Ростов н/Д, Издательский центр ДГТУ, 2004. 152 с.
- Yaitskov I.A., Chukarin A.N., Finochenko T.A. Theoretical research of noise and vibration spectra in cabins of locomotive and diesel shunting locomotive // International journal of applied engineering research. 2017. V.12. № 21. P. 10724 – 10730.
- Яицков И.А. Теоретическое исследование воздушной составляющей шума силовых установок транспортных машин // Интернет-журнал «Науковедение». 2017. Т. 9. № 6. – URL: <https://naukovedenie.ru/PDF/35> TVN617.
- Finochenko, T., Yizkov, I, Dergacheva, L.: Risk Management in Transportation Safety System. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science Volume 2, c. 144-145 (2021). doi:10.1088/1755-1315/666/2/022050
- Borisova, A.V., Finochenko, T.A., Finochenko, V.A.: The Use of the Expert Method in Solving the Issues of Choosing the Instrumentation of the Procedure for Controlling Production Factors. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science; IOP Publishing ([Bristol, UK], England), Volume 666 № 2, 2021, doi:10.1088/1755-1315/666/2/022022. doi:10.1088/1755-1315/666/2/ 022022
- Theoretical research studies of regularities formation of acoustic characteristics for threading and spline shaft milling machine / А.Н. Чукарин, И.А. Яицков, // AKUSTIKA, ISSN 1801-9064, Studio D – Akustika s.r.o., České Budějovice, 2021, VOLUME 41, p. 189-194 doi: 10.36336/akustika20214189
- Разаков Ж.П. Теоретическое исследование процессов возбуждения вибраций и шумообразования шлифовальных кругов резьбо- и шлицешлифовальных станков / Разаков Ж.П., Шашуприн А.Е., Курченко П.С., Иванов Н.И. // AKUSTIKA, Vol. 38, 2021, ISSN 1801-9064

8. Разаков Ж.П. Расчет акустических характеристик заготовок резьбошлифовальных и шлифовальных станков для расчета уровней шума на рабочем месте. Noise Theory and Practice, 2021, №7 (1) ISSN 2412-8627

9. Методика и техническое обеспечение проведения экспериментальных исследований по определению шума на рабочих местах / Т.А. Финоченко, М.В. Баланова, И.А. Яицков // Научно-технический журнал «Труды РГУПС». 2019. №1 (46). С.5-8.

10. Методика проведения экспериментальных исследований шума прутковых токарных автоматов / Т.А. Финоченко, А.Н. Чукарин // Инновационные технологии в машиностроении и металлургии: матер. IV Междунар. науч.-практ. конф. / Мин-во промышленности и энергетики. Ростов-на-Дону: Изд. центр ДГТУ, 2012. С. 263–268.

References

1. Chukarin A.N. Theory and method of acoustic calculations and design of technological machines for mechanical processing. Rostov n / D, Publishing Center DSTU, 2004.152 p.
2. Yaitskov I.A., Chukarin A.N., Finochenko T.A. Theoretical research of noise and vibration spectra in cabins of locomotive and diesel shunting locomotive // International journal of applied engineering research. 2017. V.12. № 21. P. 10724 – 10730.
3. Yaitskov I.A. Theoretical study of the air component of the noise of the power plants of transport vehicles // Internet journal "Naukovedenie". 2017. V. 9. No. 6. - URL: <https://naukovedenie.ru/PDF/35> TVN617.
4. Finochenko, T., Yizkov, I, Dergacheva, L.: Risk Management in Transportation Safety System. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science Volume 2, c. 144-145 (2021). doi:10.1088/1755-1315/666/2/022050
5. Borisova, A.V., Finochenko, T.A., Finochenko, V.A.: The Use of the Expert Method in Solving the Issues of Choosing the Instrumentation of the Procedure for Controlling Production Factors. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science; IOP Publishing ([Bristol, UK], England), Volume 666 № 2, 2021, doi:10.1088/1755-1315/666/2/022022. doi:10.1088/1755-1315/666/2/ 022022
6. Theoretical research studies of regularities formation of acoustic characteristics for threading and spline shaft milling machine / А.Н. Чукарин, И.А. Яицков, // AKUSTIKA, ISSN 1801-9064, Studio D – Akustika s.r.o., České Budějovice, 2021, VOLUME 41, p. 189-194 doi: 10.36336/akustika20214189
7. Theoretical study of the processes of excitation of vibrations and noise generation of grinding wheels of thread and spline grinders / Razakov Zh.P., Shashurin A.E., Kurchenko P.S., Ivanov N.I. // AKUSTIKA, Vol. 38, 2021, ISSN 1801-9064
8. Razakov Zh.P. Calculation of the acoustic characteristics of blanks for thread grinding and spline grinding machines for calculating noise levels at the workplace. Noise Theory and Practice, 2021, No. 7 (1) ISSN 2412-8627
9. Balanova M.V., Finochenko T.A., Yaitskov I.A.: Methodology and technical support for experimental studies of determining noise at workplaces. Scientific and technical journal: "Proceedings of the RGUPS" № 1 (46), pp. 5-7, 2019
10. Methods for conducting experimental studies of the noise of bar lathe machines / Т.А. Finochenko, А.Н. Chukarin // Innovative technologies in mechanical engineering and metallurgy: mater. IV Intern. scientific-practical. conf. / Ministry of Industry and Energy. Rostov-on-Don: Ed. center of DSTU, 2012, pp. 263–268.

УДК: 621.01+06
OECD: 01.03. AA

Теоретическая оценка спектров воздушной составляющей шума на примере дрезины АС-1А и автомотрисы АСГ-30П

Васильева В.К.

Аспирант

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

Аннотация

Особенности конструкционного исполнения обслуживающего железнодорожного транспорта предполагают наличие источников шума внутри кабины оператора и пассажирского салона, в связи с чем увеличивается негативное действие этого физического фактора на работников. Помимо акустического воздействия, силовые установки повышенной мощности способны влиять на внутренние конструкции транспорта, что негативно сказывается на виброакустических параметрах рабочих мест. В данной статье приведен расчет ожидаемых уровней шума в машинных отделениях и пассажирских салонах дрезин (автомотрис). Также предложен расчет конструкций и выбор материалов для снижения шума на рабочих местах машинистов и внутри рассматриваемого железнодорожного транспорта. Описаны методы снижения шума, исходя из конструкционных особенностей средств рельсового транспорта, таких как дрезина АС-1А и автомотриса АСГ-30П.

Ключевые слова: автомотриса, дрезина, железнодорожный транспорт, рабочее место, расчет снижения шума, уровни звукового давления.

Theoretical evaluation of the spectra of the airborne noise component on the example of AS-1A railcar and ASG-30P handcar

Vasilyeva V.K.

Graduate student, Baltic State Technical University ‘VOENMEH’ named after D.F. Ustinov
St.Petersburg, Russia

Abstract

Sources of noise are located inside an operator’s cabin and a passenger compartment because of the design features of the service railway transport; the negative effect of this physical factor on worker’s increases. In addition to acoustic impact, high-power propulsion can affect the internal structures of vehicles, which negatively affects the vibroacoustic parameters of workplaces. This article provides a calculation of the expected noise levels in the engine rooms and passenger compartments of railcars (handcar). Also proposed is the calculation of structures and the choice of materials to reduce noise at the workplaces of machinists and inside the considered railway transport. Methods for reducing noise are described based on the design features of rail vehicles, such as the AS-1A railcar and the ASG-30P handcar.

Keywords: railcar, handcar, railway transport, workplace, noise reduction calculation, sound pressure levels.

Введение

Существует целый ряд профессий, в которых шум является неустранимым вредным фактором, и заболеваемость органа слуха у лиц, работающих в условиях повышенных уровней шума, достаточно велика. Судя по Отчету главного внештатного специалиста профпатолога Минздрава России за 2019 год [1], в зависимости от вредных факторов производственной среды, профессиональные заболевания распределяются следующим образом: на первом месте профессиональная патология вследствие чрезмерного воздействия на организм работников физических факторов производственных процессов, и составляет 53,15 %. Второе место за профессиональной патологией следствие воздействия физических перегрузок и перенапряжения отдельных органов и систем - 23,71%. Третье и четвертое места соответственно - воздействие промышленных аэрозолей - 17,11 % и заболевания, вызванные химическими веществами - 6 %.

Современные транспортные машины, и в особенности путевые, оснащены виброактивными органами и силовыми установками повышенной мощности. Это способствует повышению производительности, но негативно сказывается на виброакустических параметрах рабочих мест, в первую очередь машинистов, а также локомотивных бригад. В настоящее время выполнен большой комплекс исследований виброакустических характеристик путевых, дорожно-строительных машин и локомотивов [2-9]. В полной мере это относится и к автомотрисам, и к дрезинам. Однако, в данных машинах используется внутренние источники шума такие как двигатель и компрессор, характеризующиеся повышенными уровнями излучаемого шума. Поэтому цель исследований, результаты которых представлены в данной статье, заключается в анализе процесса формирования звукового поля внутри кузовных конструкций, создаваемого звуковым излучением вышеуказанных внутренних источников.

В качестве объектов исследования выбраны автомотриса АСГ-30П и дрезина АС-1А (рис. 1 и 2). АСГ-30П - дизельная автомотриса, представляет собой две двухвостные тележки. Самоходный экипаж на рельсовом ходу, на котором установлены кабина машиниста и помощника, а также модуль для служебного персонала и дополнительного технологического оборудования. Технические характеристики: рабочая масса 56 т., конструкционная 45 т. Конструкционная скорость 90 км/ч. Длина автомотрисы 18 м. Тип двигателя - дизельный V8 ЯМЗ-238Д. Мощность двигателя 243 кВт. Диаметр колес 710 +15 мм. Оборудована служебным пассажирским салоном на 20 сидячих мест. Технические характеристики дрезины АС-1А: вес 10 т., рабочая скорость 40 км/ч, мощность бензинового двигателя 50 кВт. Предназначена для служебных поездок и доставки ремонтных бригад к месту работы.



Рис. 1. Автомотриса АСГ-30П



Рис. 2. Дрезина АС-1А

Компоновки кузовных конструкций автомотрис и дрезин позволяют подойти к расчету уровней воздушной составляющей шума и выбора инженерных решений для достижения предельных спектров, фактически с единых позиций. Различия компоновок заключаются только в количестве секций у автомотрис и дрезин. Кузов автомотрисы разделен на 5 секций, а дрезины на 2 секции. Основными источниками внутреннего воздушного шума являются - двигатель у дрезины, а у автомотрисы - двигатель и компрессор (рис. 3).

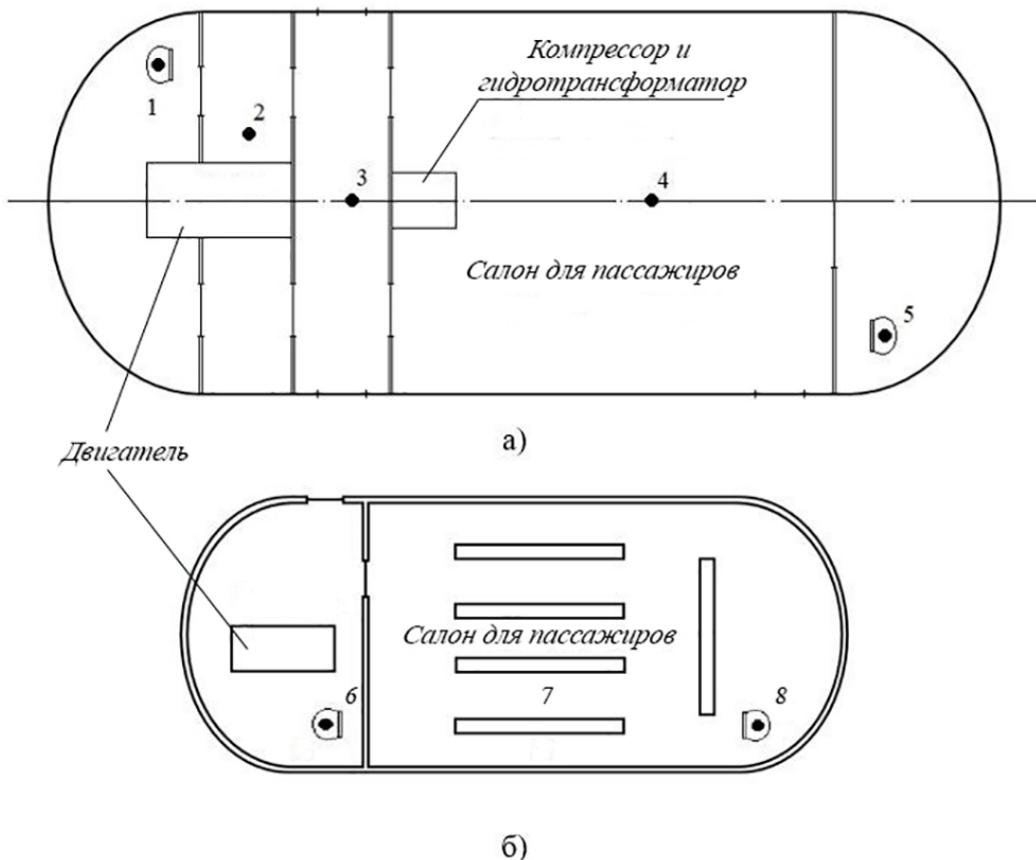


Рис. 3. Компоновка кузовов объектов исследования:
а) автомотриса АСГ-30П; б) дрезина АС-1А

Внутреннее расположение элементов железнодорожного вагона (рис.3): 1,5,6,8 - рабочее место в кабине машиниста, 2 - тамбур машиниста, 3 - могут быть расположены: шкаф аппаратов контроля, бытовой холодильник, инструментальный шкаф, шкаф для одежды, установка пожаротушения и шкаф автоматической локомотивной сигнализации, 4,7 - салон пассажирский.

1. Методика расчета ожидаемых уровней шума в машинных отделениях и пассажирских салонах дрезин

Выражение уровней шума для машинных отделений и салона пассажиров дрезины получено с учетом особенностей компоновки источников шума на основе данных работ [10,11]:

$$L_1 = L_p + 20 \lg S_i + 10 \lg \left(\frac{0,04}{r^2} + \frac{1 - \bar{\alpha}_1}{\sum \alpha_{1i} S_{1i}} \right) \quad (1)$$

где S_i - площадь источника шума, м^2 ; L_p - уровни звукового давления, создаваемые силовой установкой в секции, дБ ; индекс 1 относится соответственно к отсеку силовой установки; r - расстояние от источника шума до расчетной точки, м ; α_i и $\bar{\alpha}$ - коэффициенты звукопоглощения и средний коэффициент, соответственно.

Для рабочих мест машинистов получена следующая зависимость, позволяющая

определить уровни создаваемого шума:

$$L_2 = L_p + 20 \lg S_i + 10 \lg \left(\frac{0,04}{r^2} + \frac{1 - \bar{\alpha}_1}{\sum \alpha_{1i} S_{1i}} \right) - ЗИ + 10 \lg \frac{4\Psi_2 S}{B} \quad (2)$$

где S - площадь внутренней поверхности салона, м^2 ; ЗИ - звукоизоляция соответствующей конструкции, дБ ; Ψ_2 - коэффициент диффузности салона дрезины (автомотрисы); B - постоянная салона автомотрисы (дрезины).

Коэффициент диффузности определяется следующим образом:

$$\begin{aligned} \Psi &= 1 - 0,3 \frac{B}{S} \quad \text{при} \quad \frac{B}{S} \leq 1,5; \\ \Psi &= 0,55 \quad \text{при} \quad \frac{B}{S} > 1,5. \end{aligned}$$

Для кузовов характерно следующее соотношение $\frac{r}{l_{max}} \geq 3$ (l_{max} - максимальный размер источника шума, м):

$$\Psi = \frac{S_{\Sigma} - 1,3 \sum_{i=1}^6 \alpha_i^f S_i}{S_{\Sigma} - \sum_{i=1}^6 \alpha_i^f S_i}. \quad (3)$$

Постоянная салона определяется зависимостями [10]:

$$B = \frac{\sum \alpha_i^f S_i}{1 - \bar{\alpha}^f}; \quad \bar{\alpha}^f = \frac{\sum \alpha_i^f S_i}{S}; \quad (4)$$

где α_i^f и $\bar{\alpha}^f$ - частотно-зависимые и средние коэффициенты звукопоглощения, соответственно.

2. Методика расчета конструкций для снижения шума в машинных отделениях и пассажирских салонах дрезин

Рациональный выбор конструкции снижения шума от воздействия внутренних источников основан на разбиении кузовной конструкции на отдельные элементы [12], что может допустить использование однотипных звукопоглощающих материалов для соответствующих позиций кузова:

1. Основание кузова (S_1, α_1^f).
2. Верхняя пластина (S_2, α_2^f).
2. Лобовая панель кузова (S_3, α_3^f).

2. Фронтальная, противоположная и левая панели кузова (соответственно $S_4, \alpha_4^f; S_5, \alpha_5^f; S_6, \alpha_6^f$).

Элементы остекления не допускают применения звукопоглощающих материалов на их поверхности, с целью сохранения полной обзорности. В связи с этим, в расчетах следует задавать звукопоглощение непосредственно стекол. В этом случае выражение $\sum_{i=1}^6 \alpha_i^f S_i$ примет вид:

$$\sum_{i=1}^6 \alpha_i^f S_i = \alpha_1^f S_1^1 + \alpha_2^f (S_2 + \sum_{i=1}^4 S_{3i}) + \sum_{i=1}^4 \alpha_4^f S_{4i} = 0,44 S_{\Sigma 2} \quad (5)$$

где α_2^f - частотно зависимые коэффициенты звукопоглощения материала для потолка и стен; α_4^f - коэффициенты звукопоглощения стекол; S_{4i} - площади стекол, м^2 .

Тогда выбор типа звукопоглощающего материала по коэффициенту звукопоглощения основан на следующей зависимости:

$$\alpha_2^f = \frac{0,44S_{\Sigma 2} - \alpha_1^f S_1 - \sum_{i=1}^4 \alpha_4^f S_{4i}}{S_2 + \sum_{i=1}^4 S_{3i}} \quad (6)$$

Для машинного отделения и пассажирского салона может быть использован однотипный звукопоглощающий материал [13].

То же самое следует рекомендовать для таких элементов кузова, как его основание, так и верхняя панель. Выбор соответствующих материалов основан на следующих зависимостях:

$$\alpha_{1\Pi} S_{11} + \alpha_{2\Pi} \sum_{i=1}^5 S_{1i} \geq 0,44S_{\Sigma 1} \quad \alpha_{2\Pi} = \frac{0,44S_{\Sigma 1} - \alpha_{1\Pi} S_{11}}{\sum_{i=1}^5 S_{1i}} \quad (7)$$

3. Методика расчета снижения шума на рабочем месте машиниста дрезины АС-1А

У дрезины АС - 1А рабочее место машиниста отделено не сплошной перегородкой, а фактически плоским экраном. Для расчета акустической эффективности экрана использованы зависимости, приведенные в работе [14]:

$$\Delta L_s = 10 \lg \left(8\pi^2 \frac{h}{\lambda} \tan \frac{\varphi}{2} \right) - 10 \lg n, \quad (8)$$

где λ - длина звуковой волны в воздухе, м; n - число ребер экрана, через которые проникает звук ($n = 3$); h - высота экрана, м; φ - угол дифракции;

и в источниках [15-17]:

$$\begin{aligned} \Delta L_s = & -10 \lg \left\{ r_0^2 \left[\frac{2\tau_s}{\pi R^2} \arctan \frac{ab}{2D\sqrt{4D^2 + a^2 + b^2}} + \right. \right. \\ & + \frac{RD\lambda k_\phi (1 - k_y a_i)}{2\pi} \left(\sum_{i=1}^3 \frac{1}{R_{bi}^3 D_{bi}^2} \arctan \frac{b}{2D_{b1}} + \frac{1}{R_{b2}^3 D_{b2}^2} \arctan \frac{ah}{D_{a2}\sqrt{4D_{a2}^2 + a^2 + 4h^2}} \right) + \\ & \left. \left. + \frac{1 - a_n}{\pi h_i^2} \left(\sum_{i=1}^3 \arctan \frac{D(b+2h)}{2bh_p} - \arctan \frac{D_b - 2hR}{2bh_p} \right) + \frac{1 - a_n}{(h_u + h_p)^2 + r^2} \right] \right\}, \end{aligned} \quad (9)$$

где r_0 - расстояние от источника шума до расчетной точки, м; τ_s - коэффициент звукопроводности материала экрана $\tau_s = 10^{-0,13I}$; R - расстояние от источника шума до акустического экрана, м; a, b - линейные размеры экрана, м; D - расстояние от акустического экрана до расчетной точки, м; k_ϕ - коэффициент формы ребра экрана; для плоских прямоугольных экранов $k_\phi = 1$, для Г-образных $k_\phi = 0,5$; k_y - коэффициент, учитывающий наклонное падение звука на звукопоглощающий материал экрана; для больших углов дифракции ($\varphi \geq 100^\circ$) $k_y = 0,5 \div 0,7$; R_{bi} - расстояние от источника шума до i -го ребра акустического экрана соответственно размерами a_i и b_i , м; D_{ai} , D_{bi} - расстояние от расчетной точки до ребра акустического экрана соответственно размерами a_i и b_i , м; h_i, h_p - соответственно высота расположения источника шума и расчетной точки, м.

Зависимость (8) проще и удобнее для инженерных расчетов. Следует отметить, что эта зависимость наиболее целесообразна для значений требуемой акустической эффективности экрана не более 4дБ. Данная зависимость приведена к следующему виду:

$$\begin{aligned}\Delta L &= 10\lg \left(8\pi^2 \frac{hf}{344} \tan \frac{\varphi}{2} \right) - 10\lg 3 = \\ &= 10\lg \left(0,25hfyg \frac{\varphi}{2} \right) - 5 = 10\lg hftg \frac{\varphi}{2} - 11.\end{aligned}$$

Для среднегеометрических частот получены следующие зависимости акустической эффективности:

$$f = 31,5 \rightarrow \Delta L = 10\lg hftg \frac{\varphi}{2} + 4;$$

$$f = 63 \rightarrow \Delta L = 10\lg hftg \frac{\varphi}{2} + 30;$$

$$f = 125 \rightarrow \Delta L = 10\lg hftg \frac{\varphi}{2} + 37;$$

$$f = 250 \rightarrow \Delta L = 10\lg hftg \frac{\varphi}{2} + 44;$$

$$f = 500 \rightarrow \Delta L = 10\lg hftg \frac{\varphi}{2} + 51;$$

$$f = 1000 \rightarrow \Delta L = 10\lg hftg \frac{\varphi}{2} + 58;$$

$$f = 2000 \rightarrow \Delta L = 10\lg hftg \frac{\varphi}{2} + 65;$$

$$f = 4000 \rightarrow \Delta L = 10\lg hftg \frac{\varphi}{2} + 72;$$

$$f = 8000 \rightarrow \Delta L = 10\lg hftg \frac{\varphi}{2} + 79.$$

Преимущество (9) зависимости заключается в том, что в ней учтена звукопроводность экрана. Поэтому данная формула целесообразна для экранов со значением требуемой акустической эффективности более 6 дБ.

Заключение

В результате теоретической оценки были получены формулы расчета ожидаемых уровней шума в машинном отделении, пассажирском салоне и на рабочем месте машиниста с учетом особенностей компоновки источников шума и конструкций исследуемых объектов.

По результатам ряда преобразований получены формулы для подбора параметров звукоглощающих материалов и требований к конструкции акустического экрана (не сплошной перегородки).

В перспективе, данные расчетные методики позволят использовать их при оценке акустического воздействия на рабочих местах и при выборе шумозащитных мероприятий, что в свою очередь позволит улучшить условия труда работников железнодорожного транспорта, в частности, рабочих бригад по обслуживанию путей и машинистов дрезин и автомотрис.

Список литературы

1. Интернет ресурс: <https://static-0.minzdrav.gov.ru/>. Режим доступа: свободный. Дата посещения - 15.08.2022.
2. Иванов Н.И. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: учебник. - М.: Логос, 2013. - 432 с.
3. Yaitskov I.A., Chukarin A.N., Finotchenko T.A. Theoretical research of noise and vibration spectra in cabins of locomotive and diesel shunting locomotive // International journal of applied engineering research. 2017. V. 12. № 21. pp. 10724 - 10730.
4. Finochenko T., Yizkov I., Dergacheva L. Risk Management in Transportation Safety System // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2021. Vol. 2. P. 144-145.
5. Nazaretov A., Yaitskov I., Chukarin A. The Derivation of the Noise Level Dependences and Vibration Velocities of Elements and Units of the Drive System of the Rail Grinding Machines // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science: Earth and Environmental Science 720 (2021) 012014. IOP publishing doi:10.1088/1755-1315/720/1/012014.
6. Chukarin A., Bondarenko V. Generation regularities of vibration and noise spectra of the gearboxes of overhead traveling crane // AKUSTIKA. 2019. Vol. 32. P. 120-122.
7. Шашурин А.Е. Зависимость шума в кабинах строительно-дорожных машин от режимов работы // Защита населения от повышенного шумового воздействия. Сборник докладов II Всероссийской научно-практической конференции с международным участием. Под редакцией Иванова Н.И. 2014. С. 597-601.
8. Иванов Н.И., Курцев Г.М., Шашурин А.Е. Расчет ожидаемой шумности в кабинах при проектировании строительных машин // Безопасность жизнедеятельности. 2009. № 8 (104). С. 35-39.
9. Бойко Ю.С., Шашурин А.Е., Cardona Joan, Albaladejo Marc. Исследование процессов шумообразования при движении высокоскоростных поездов // Noise theory and practice.- Том: 1, №: 2 (2) - 2015 - С.84-89.
10. Борисов Л.П., Гужас Д.Р. Звукоизоляция в машиностроении. - М.: Машиностроение, 1990. - 250 с.
11. Сергиенко В.П., Бухаров С.Н., Колесников И.В. Снижение шума и вибрации транспортных средств. Под общ. ред. Ака. РАН В.И. Колесникова. - М.: Машиностроение, 2014. - 297 с.
12. Шашурин А.Е. Расчет шума в кабинах строительно-дорожных машин // Известия самарского научного центра российской академии наук. 2010. Том: 12, № 1-9. С. 2271-2276.
13. Shashurin A., Fiev K., Vasilyeva V., Voronkov A. Development of the methodology for measuring noise levels in the underground rolling stock // Akustika. 2021. № 39. P. 185-190.
14. Yaitskov I.A., Chukarin A.N. The efficiency of the noise reduction levels of the locomotives and diesel locomotives // AKUSTIKA. 2019. Vol. 32. P. 92-96.
15. Yaitskov I.A. Theoretical study of the vibro-acoustic characteristics of the elements of the cabins of motor vehicles Scientific journal "Bulletin of the Ural State University of Railways" (Yekaterinburg) 2018.2 (38) P. 42-49.
16. Иванов Н.И., Кришневский Б.А. Анализ эффективности звукоизолирующих кабин самоходных машин. Борьба с шумом и вредными вибрациями в строительстве. - Ленингр. Дом н.-т пропаганды. Л.: 1982. - С. 45-51.
17. Borisova, A., Finochenko, T., Finochenko, V. The Use of the Expert Method in Solving the Issues of Choosing the Instrumentation of the Procedure for Controlling Production Factors // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science; IOP Publishing ([Bristol, UK], England), 2021.Vol. 666. №2. doi:10.1088/1755-1315/666/2/ 022022.

References

1. Web-resource: <https://static-0.minzdrav.gov.ru/>. Access: free. Date of visit - 15.08.2022.
2. Ivanov N.I. Engineering acoustics. Theory and practice of noise control: textbook. - M.: Logos, 2013. - 432 p.
3. Yaitskov I.A., Chukarin A.N., Finotchenko T.A. Theoretical research of noise and vibration spectra in cabins of locomotive and diesel shunting locomotive // International journal of applied engineering research. 2017. V. 12. № 21. pp. 10724 - 10730.
4. Finochenko T., Yizkov I., Dergacheva L. Risk Management in Transportation Safety System // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2021. Vol. 2. P. 144-145.
5. Nazaretov A., Yaitskov I., Chukarin A. The Derivation of the Noise Level Dependences and Vibration Velocities of Elements and Units of the Drive System of the Rail Grinding Machines // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science: Earth and Environmental Science 720 (2021) 012014. IOP publishing doi:10.1088/1755-1315/720/1/012014.
6. Chukarin A., Bondarenko V. Generation regularities of vibration and noise spectra of the gearboxes of overhead traveling crane // Akustika. 2019. Vol. 32. P. 120-122.
7. Shashurin A. Zavisimost' shuma v kabinah stroitel'no-dorozhnyh mashin ot rezhimov raboty // Zashchita naseleniya ot povyshennogo shumovogo vozdejstviya. Sbornik dokladov II Vserossijskoj nauchno-prakticheskoy konferencii s mezhdunarodnym uchastiem. Pod redakcijej Ivanova N.I. 2014. pp. 597-601.
8. Ivanov N., Kurcev G., Shashurin A. Raschet ozhidaemoj shumnosti v kabinah pri proektirovaniyu stroitel'nyh mashin // Bezopasnost' zhiznedeyatel'nosti. 2009. № 8 (104). pp. 35-39.
9. Bojko J., Shashurin A., Cardona Joan, Albaladejo Marc. Issledovanie processov shumoobrazovaniya pri dvizhenii vysokoskorostnyh poezdov // Noise theory and practice.- Tom: 1, №: 2 (2) - 2015 - pp.84-89.
10. Borisov L.P., Guzhas D.R. Zvukoizolyaciya v mashinostroenii. - M.: Mashinostroenie, 1990. - 250 p.
11. Sergienko V., Bukharov S., Kolesnikov I. Noise reduction and vehicle vibrations. Under total ed. Aka. RAS V.I. Kolesnikov. - M.: Mashinostroenie, 2014. - 297 p.
12. Shashurin A. Raschet shuma v kabinah stroitelno-dorozhnyh mashin // Izvestiya samarskogo nauchnogo centra rossijskoj akademii nauk. 2010. Tom: 12, № 1-9. pp. 2271-2276
13. Shashurin A., Fiev K., Vasilyeva V., Voronkov A. Development of the methodology for measuring noise levels in the underground rolling stock // Akustika. 2021. № 39. P. 185-190.
14. Yaitskov I.A., Chukarin A.N. The efficiency of the noise reduction levels of the locomotives and diesel locomotives // Akustika. 2019. Vol. 32. P. 92-96.
15. Yaitskov I.A. Theoretical study of the vibro-acoustic characteristics of the elements of the cabins of motor vehicles Scientific journal "Bulletin of the Ural State University of Railways" (Yekaterinburg) 2018.2 (38) P. 42-49.
16. Ivanov N.I., Krishnevskij B.A. Analiz effektivnosti zvukoizoliruyushchih kabin samohodnyh mashin. Bor'ba s shumom i vrednymi vibraciyami v stroitel'stve. - Leningr. Dom n.-t propagandy. L.: 1982. - pp. 45-51.
17. Borisova, A., Finochenko, T., Finochenko, V. The Use of the Expert Method in Solving the Issues of Choosing the Instrumentation of the Procedure for Controlling Production Factors // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science; IOP Publishing ([Bristol, UK], England), 2021.Vol. 666. №2. doi:10.1088/1755-1315/666/2/ 022022.



Общество с ограниченной ответственностью "Институт акустических конструкций"

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

Организационная структура предприятия:

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

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

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

Александр Шашурин
Генеральный директор

Сетевой Научный Журнал "Noise Theory and Practice"

ООО "ИАК"

при БГТУ "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова



Главная цель

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

Основные задачи

Основными задачами Журнала являются:

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

Научное цитирование Журнала

Журнал является общедоступным для чтения неограниченным числом пользователей.

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

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

ООО "ИАК"
г. Санкт-Петербург
2022