

ISSN 2412-8627

Vol. 7 No. 2

12+

Noise

Theory and Practice

Scientific Journal



II
2021

Acoustic Design Institute

Редакционная коллегия

Главный редактор

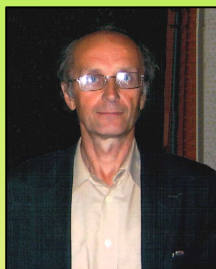
Иванов Николай Игоревич



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

Дроздова Людмила Филипповна



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

Заплетников Игорь Николаевич



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

Элеонора Карлетти



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

Серджио Луцци



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

Тюрин Александр Павлович



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

Васильев Андрей Витальевич



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

Тупов Владимир Борисович



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

Цукерников Илья Евсеевич



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

Шашурин Александр Евгеньевич



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

Тюрина Наталья Васильевна



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

Рассошенко Юлия Сергеевна



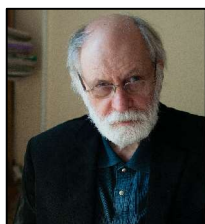
Кандидат технических наук, доцент кафедры "Экология и производственная безопасность" Балтийского государственного технического университета "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова (г. Санкт-Петербург, РФ)

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)

Editor-in-chief

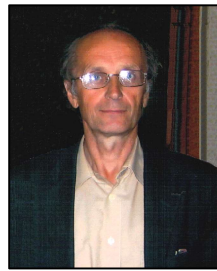
Nickolay Ivanov



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

Deputy Editor-in-Chief

Gennadiy Kurzev



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

Members of the Editorial Board

Lyudmila Drozdova



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

Igor Zapletnikov



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

Eleonora Carletti



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

Sergio Luzzi



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

Alexander Tyurin



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

Andrey Vasilyev



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

Vladimir Tupov



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

Ilya Tsukernikov



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

Aleksandr Shashurin



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

Natalya Tyurina



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

Iuliia Rassoshenko



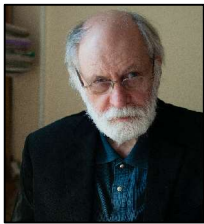
Ph.D. of Engineering Science, Senior Researcher of the Scientific Research Unit, Assistant Professor of the Department of Ecology and Industrial Safety of the Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D.F. Ustinov (St. Petersburg, Russia)

David Copley



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

Vladislav Emelyanov



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

VIII Всероссийская научно-практическая конференция 5 с международным участием «Защита от повышенного шума и вибрации»



Данный выпуск посвящен конференции "Защита от повышенного шума и вибрации". Конференция направлена на решение актуальных задач научного и прикладного характера, профессиональное обсуждение приоритетных вопросов, развитие научно-технического сотрудничества между профильными организациями стран-участниц, ознакомление руководителей и специалистов крупнейших российских компаний с наилучшими отечественными и зарубежными практиками, а также на повышение квалификационных навыков молодых ученых, с помощью тематических выступлений ведущих экспертов.

Результаты конференции:

Общее количество зарегистрированных участников конференции - **194** человека, среди них представители **10** стран: США, Италия, Англия, Германия, Индия, Аргентина, Перу, Украина, Белоруссия, Казахстан; **74** компании; **37** ВУЗов; **10** НИИ.

Общее количество докладов - **43**, из них:

Пленарных - **13**;

Секционных - **23**;

Конкурс молодых специалистов - **4**;

Обучающий семинар - **3**.

Было получено более **115** статей
для публикации в изданиях:

В журнал АКУСТИКА - **56** статей;

В сборник трудов конференции - **34** статьи;

В журнал NOISE T&P - **23** статьи.

noise-conf.com



Научный журнал

Том 7 №2

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,

ул. Бумажная, д.17, лит. А,

пом. 436-1

+7 (812) 495-77-97

www.noisetp.com

e-mail: issues@noisetp.com

Ответственный секретарь

Рассошенко Ю.С.

Зарегистрировано в Федеральной
службе по надзору в сфере связи,

информационных технологий

и массовых коммуникаций

Свидетельство

ЭЛ № ФС 77-74057

Содержание

**Ломовцева С.Д., Храпко Н.Н.,
Куклин Д.А.**

РУС

Обзор основных актуальных законодательных
актов в области защиты населения от шума,
действующих на территории Санкт-Петербурга
в 2021 году

стр. 14-21

**Кирпичников В.Ю., Петров А.А.,
Дроздова Л.Ф., Кудяев А.В.**

РУС

О влиянии резонирующей полосы с
вибропоглощением на дорезонансные колебания
конструкции

стр. 22-27

Мошков П.А.

РУС

Исследование слышимости и маскировки
шума винтового беспилотного воздушного
судна фоном окружающей среды

стр. 28-38

**Чертищев А.Н., Надарейшвили Г.Г.,
Юдин С.И.**

РУС

Основные психоакустические характеристики
качества звука системы выпуска автомобиля

стр. 39-45

Дроздов С.В.

РУС

Применение доплеровского смещения частоты
для определения скорости воздушных судов
по акустическим измерениям на местности

стр. 46-52

**Кошурников Д.Н., Пономарев А.Л.,
Молок О.А.**

РУС

Фоновый шум как элемент акустической
картины территорий с нормируемыми
показателями среды обитания

стр. 53-64

Научный журнал

Том 7 №2

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,
ул. Бумажная, д.17, лит. А,
пом. 436-1

+7 (812) 495-77-97

www.noisetp.com

e-mail: issues@noisetp.com

Ответственный секретарь

Рассошенко Ю.С.

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

Свидетельство

ЭЛ № ФС 77-74057

Содержание

**Ремшев Е.Ю., Соболев И.А.,
Олехвер А.И., Лукичев В.Ю.**

РУС

Разработка бортового комплекса неразрушающего
контроля конструкции летательного аппарата
методом акустической эмиссии

стр. 65-82

**Валеев А.Р., Ташбулатов Р.Р.,
Харрасов Б.Г., Ганиева И.И.**

РУС

Диагностика промышленного оборудования и
локализация дефектов с использованием
совмещенного анализа тензометрического и
вибрационного спектров

стр. 83-92

**Плотников А.С., Жилина Т.С.,
Афонин К.В., Сайфуллин А.А.**

РУС

Исследование структурного шума при применении
нескольких контуров плавающего пола в крышных
котельных

стр. 93-102

Новикова А.В., Салкуцан В.И.

РУС

Исследование и анализ гигиенического
нормирования производственной вибрации

стр. 103-110

**Храпко Н.Н., Ломовцева С.Д.,
Васильев В.А., Разаков Ж.П.**

РУС

Улучшения в нормативно-правовой базе, как
способ повышения эффективности защиты от шума

стр. 111-122

**Чертищев А.Н., Надарейшвили Г.Г.,
Юдин С.И.**

РУС

Обзор методов субъективной оценки качества
звука системы выпуска автомобиля

стр. 123-129

Кезик В.И.

РУС

Акустические характеристики резонаторов
Гельмгольца с перфорированными
микроотверстиями панелями, используемыми
в качестве горла

стр. 130-138

Научный журнал

Том 7 №2

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,
ул. Бумажная, д.17, лит. А,
пом. 436-1

+7 (812) 495-77-97

www.noisetp.com

e-mail: issues@noisetp.com

Ответственный секретарь

Рассошенко Ю.С.

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

Свидетельство

ЭЛ № ФС 77-74057

Содержание

Фиев К.П.

РУС

Мониторинг авиационного шума и выявление
типов воздушных судов, оказывающих воздействие
на селитебную территорию, вблизи аэропорта
стр. 139-150

Богданова А.М., Горелик С.Л.

РУС

Мониторинг технического состояния
транспортных средств по акустическим сигналам
стр. 151-157

Борцова С.С.

РУС

Анализ оптимального решения по выбору
шумозащитных экранов
стр. 158-164

Зинкин В.Н., Шешегов П.М

РУС

Механизмы действия авиационного шума на
профессиональную работоспособность и надежность
стр. 165-182

Купцова И.С.

РУС

Акустическая модель системы «шлифовальный
круг - заготовка» обдирочно-шлифовального станка
стр. 183-187

Аббакумов К.Е., И Б.Ч., Сидоренко И.Г.

РУС

Характеристики волновых процессов в
консолидированных средах с учетом контактных
явлений между частицами вещества
стр. 188-198

**Элькин Ю.И., Шашурин А.Е.,
Курченко П.С., Васильева В.К.**

РУС

Шумообразование на рабочих местах операторов
специальных металлообрабатывающих станков
стр. 199-207

Научный журнал

Том 7 №2

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,
ул. Бумажная, д.17, лит. А,
пом. 436-1

+7 (812) 495-77-97

www.noisetp.com

e-mail: issues@noisetp.com

Ответственный секретарь

Рассошенко Ю.С.

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

Свидетельство

ЭЛ № ФС 77-74057

Содержание

Курченко П.С.

РУС

Вывод зависимостей скоростей колебаний узла
обработки для определения акустических характеристик
металлообрабатывающих станков

стр. 208-217

Кузнецова А.Д.

РУС

Структурный шум на производстве, выявление
вклада и методы снижения

стр. 218-225

**Мурзинов В.Л., Мурзинов П.В.,
Мурзинов Ю.В., Попов С.В.**

РУС

Облегченные звукозащитные панели

стр. 226-234

Scientific Journal
Vol. 7 No. 2

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

17 building 'A' Bumazhnaya str.,
office 436-1

+7 (812) 495-77-97

www.noisetp.com

e-mail: issues@noisetp.com

Executive Secretary

Rassoshenko Iuliia

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

The certificate of registration

ЭЛ № ФС 77-74057

Contents

**Lomovtseva S.D., Khrapko N.N.,
Kuklin D.A.**

RUS

Review of the main current legislative acts in the
field of protection of the population from noise,
operating in the territory of St. Petersburg in 2021
p. 14-21

**Kirpichnikov V. Yu., Petrov A.A.,
Drozdova L.F., Kudaev A.V.**

RUS

The impact of a resonating damped strip on sub
resonant structural vibrations
p. 22-27

Moshkov P.A.

RUS

Study of the audibility and masking of the
propeller-driven unmanned aerial vehicle
noise by ambient noise
p. 28-38

**Chertishchev A.N., Nadareishvili G.G.,
Yudin S.I.**

RUS

The main psychoacoustic characteristics of the
sound quality of the vehicle exhaust system
p. 39-45

Drozdov S.V.

RUS

Application of Doppler frequency shift to
determine aircraft speed from acoustic
measurements on the ground
p. 46-52

**Koshurnikov D.N., Ponomarev A.L.,
Molok O.A.**

RUS

Background noise as an element of the acoustic
picture of territories with normalized indicators
of the habitat
p. 53-64

Scientific Journal
Vol. 7 No. 2

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

17 building 'A' Bumazhnaya str.,
office 436-1

+7 (812) 495-77-97

www.noisetp.com

e-mail: issues@noisetp.com

Executive Secretary

Rassoshenko Iuliia

Journal is registered in Federal
service for supervision of
communications, information
technology, and mass media
The certificate of registration
ЭЛ № ФС 77-74057

Contents

**Remshev E.Y., Sobolev I.A.,
Olekhver A.I., Lukichev V.Y.** RUS

Development of an on-board device for
non-destructive testing of wings and landing
gear of an aircraft of acoustic emission
p. 65-82

**Valeev A.R., Tashbulatov R.R.,
Kharrasov B.G., Ganieva I.I.** RUS

Diagnostics of industrial equipment and
localization of defects using combined analysis
of strain and vibration spectra
p. 83-92

**Plotnikov A.S., Zhilina T.S.,
Afonin K.V., Sayfullin A.A.** RUS

Investigation of structure-borne noise when using
multiple floating floor contours in roof-top boilers
p. 93-102

Novikova A.V., Salkutsan V.I. RUS

Research and analysis of hygienic regulation
on occupational vibration
p. 103-110

**Khrapko N.N., Lomovtseva S.D.,
Vasilyev V.A., Razakov Zh.P.** RUS

Improvements in the regulatory framework as a
way to improve the effectiveness of noise protection
p. 111-122

**Chertishchev A.N., Nadareishvili G.G.,
Yudin S.I.** RUS

Overview the methods of subjective assessment
for sound quality of the vehicle exhaust
p. 123-129

Kezik V.I. RUS

Acoustic characteristics of Helmholtz resonators
with panels perforated with micro-holes used
as the neck
p. 130-138

Scientific Journal
Vol. 7 No. 2

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

17 building 'A' Bumazhnaya str.,
office 436-1

+7 (812) 495-77-97

www.noisetp.com

e-mail: issues@noisetp.com

Executive Secretary

Rassoshenko Iuliia

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

The certificate of registration

ЭЛ № ФС 77-74057

Contents

Fiev K.P.

Aircraft noise monitoring and identification of
aircraft types affecting residential areas near
the airport

p. 139-150

RUS

Bogdanova A.M., Gorelik S.L.

Monitoring the signal of the technical condition
of vehicles by acoustic signals

p. 151-157

RUS

Bortsova S.S.

Analysis of the optimal solution for selecting
the noise barriers

p. 158-164

RUS

Zinkin V.N., Sheshegov P.M.

Mechanisms of action of aircraft noise on
professional performance and reliability

p. 165-182

RUS

Kuptsova I.S.

Acoustic model of the "grinding wheel-blank"
system of the roughing and grinding machine

p. 183-187

RUS

Abbakumov K.E., I B.Ch., Sidorenko I.G.

Characteristics of wave processes in consolidated
media taking into account contact conditions
between particles of substance

p. 188-198

RUS

Elkin Y.I., Shashurin A.E.,

Kurchenko P.S., Vasilyeva V.K.

Noise generation at the workplaces of the
special metalworking machine operators

p. 199-207

RUS

Scientific Journal
Vol. 7 No. 2

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

17 building 'A' Bumazhnaya str.,
office 436-1

+7 (812) 495-77-97

www.noisetp.com

e-mail: issues@noisetp.com

Executive Secretary

Rassoshenko Iuliia

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

The certificate of registration

ЭЛ № ФС 77-74057

Contents

Kurchenko P.S.

RUS

Derivation of dependences of the processing
unit oscillation rates for determining the acoustic
performance of metalworking machines

p. 208-217

Kuznetsova A.D.

RUS

Structural noise in production, contribution
identification and mitigation methods

p. 218-225

Murzinov V.L., Murzinov P.V., Murzinov Yu.V., Popov S.V.

RUS

Lightweight sound-proof panels

p. 226-234

УДК: 351.759
OECD: 3.03.NE

Обзор основных актуальных законодательных актов в области защиты населения от шума, действующих на территории Санкт-Петербурга в 2021 году

Ломовцева С.Д.^{1*}, Храпко Н.Н.², Куклин Д.А.³

^{1,2} Магистрант, ³ Д.т.н., профессор

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

Аннотация

Воздействие чрезмерного шума в повседневной жизни человека является вредным фактором, который влияет на состояние здоровья (устомление, стресс, заболевания).

Проблема повышенного шума требует комплексного подхода на стыке науки, инженерии и права. В статье рассматривается связь проблемы защиты населения от шума с законодательством в РФ. Необходимым условием решения проблемы является создание и развитие эффективного нормативно-правового механизма защиты населения от шума, а также повышение экологической грамотности людей.

Целью данной работы является обзор актуального на 2021 год законодательства на территории РФ в области акустики, а также локального регулирования проблемы повышенного шума в Санкт-Петербурге. В частности, будут описаны федеральные законы 52-ФЗ и 384-ФЗ, регулирующие тишину и рассмотрен Закон Санкт-Петербурга N 273-70, как пример местного законодательства.

Ключевые слова: шум, нормативная документация, закон о тишине, акустика, изменения.

Review of the main current legislative acts in the field of protection of the population from noise, operating in the territory of St. Petersburg in 2021

Lomovtseva S.D.^{1*}, Khrapko N.N.², Kuklin D.A.³

^{1,2} Master student, ³ DSc, professor

^{1,2,2} The department of Ecology and Industrial Safety, Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D.F. Ustinov, St.Petersburg, Russia

Abstract

Exposure to excessive noise in a person's daily life is a harmful factor that affects the state of health (fatigue, stress, diseases).

The problem of increased noise requires a comprehensive approach at the intersection of science, engineering and law. The article considers the connection of the problem of protecting the population from noise with the legislation in the Russian Federation. A necessary condition for solving the problem is the creation and development of an effective regulatory mechanism for protecting the population from noise, as well as improving people's environmental awareness.

The purpose of this work is to review the current legislation in the Russian Federation in the field of acoustics for 2021, as well as local regulation of the problem of increased noise in St. Petersburg. In particular, federal laws 52-FZ and 384-FZ regulating silence will be described and the Law of St. Petersburg N 273-70 will be considered as an example of local legislation.

Keywords: noise, regulatory documentation, the law on silence, acoustics, changes.

*E-mail: sofja-l@mail.ru (Ломовцева С.Д.)

Введение

Проблема повышенного шума в городах и населённых пунктах остаётся актуальной на сегодняшний день. В развивающейся инфраструктуре городской среды всё меньше места для тишины. Жители крупных городов находятся под постоянным воздействием шума на работе, в дороге и дома, что в свою очередь приводит к хроническому утомлению, стрессу, нарушению сна. Акустическое загрязнение окружающей среды в совокупности с рядом других вредных и опасных факторов негативно сказывается на здоровье людей. В частности, это проявляется в ухудшении слуха вплоть до его потери.

В докладе ВОЗ от 20 марта 2019 года приводятся данные по количеству человек, страдающих от глухоты. В мире насчитывается 466 млн человек с инвалидизирующей потерей слуха (потеря слуха в слышащем лучше ухе, превышающая 40 дБ у взрослых людей и 30 дБ у детей). Согласно оценкам, к 2050 году более 900 млн человек будут страдать от инвалидизирующей потери слуха [1]. Потеря слуха может возникать по самым разным причинам от генетической предрасположенности до естественного старения органов слуха. Воздействие чрезмерного шума в повседневной жизни человека часто является вредным фактором, ухудшающим состояние здоровья, так как факторы окружающей среды могут как замедлить, так и ускорить развитие непредотвратимых заболеваний. В 60% случаев потеря слуха у детей происходит по предотвратимым причинам[1].

Защита населения от шума становится всё более сложной и значимой задачей, решение которой требует комплексного подхода. Одновременно должны вестись работы по следующим направлениям:

- мониторинг акустического загрязнения окружающей среды;
- градостроительные и организационно-технические мероприятия по предотвращению воздействия шума на людей;
- разработка наилучших средств защиты от шума (индивидуальных и коллективных) и мероприятия по снижению шума на рабочих местах до предельно допустимых значений;
- разработка конструктивных решений по уменьшению звукового излучения в источниках акустического загрязнения (ДВС, вентиляционные системы, технологическое оборудование и другая техника);
- развитие знаний о природе звука, акустики как науки, и просвещение населения с целью повышения экологической грамотности и др.

Одним из важных условий решения вопроса воздействия чрезмерного шума на население, в совокупности с вышеизложенными мерами, является создание эффективного нормативно-правового механизма. Проблема защиты населения от шума решается как на региональном, так и на государственном уровне. Согласно статье 42 Конституции РФ, каждый имеет право на благоприятную окружающую среду, достоверную информацию о ее состоянии и на возмещение ущерба, причиненного его здоровью или имуществу экологическим правонарушением [2].

В данной работе рассматриваются федеральные законы РФ и законы, принятые в Санкт-Петербурге, обеспечивающие правовую защиту граждан от воздействия шума в жилых домах и на рабочих местах.

1. Законодательство РФ в области защиты населения от шума и вибрации

Закон, однозначно регламентирующий ответственность лиц, превышающих нормативные показатели шума в результате трудовой или иной деятельности, на сегодняшний день не принят. Однако, существует общий федеральный закон 52-ФЗ «О санитарно-эпидемиологическом благополучии населения» от 30.03.1999, который также неофициально называют законом «о тишине». Данный закон направлен на обеспечение санитарно-эпидемиологического благополучия населения как одного из основных условий реализации конституционных прав граждан на охрану здоровья и благоприятную окружающую среду [3].

Глава 1 описывает основные понятия и общие положения, в частности, статья 1 даёт определение санитарно-эпидемиологического благополучия населения, как состояния здоровья населения, среды обитания человека, при котором отсутствует вредное воздействие факторов среды обитания на человека и обеспечиваются благоприятные условия его жизнедеятельности [3]. В главе 2 излагаются права и обязанности граждан, индивидуальных предпринимателей и юридических лиц.

Глава 3 утверждает требования к различным факторам, окружающим человека в жизни, необходимые для обеспечения его безопасности и здоровья. Некоторые из них представлены на рисунке 1.

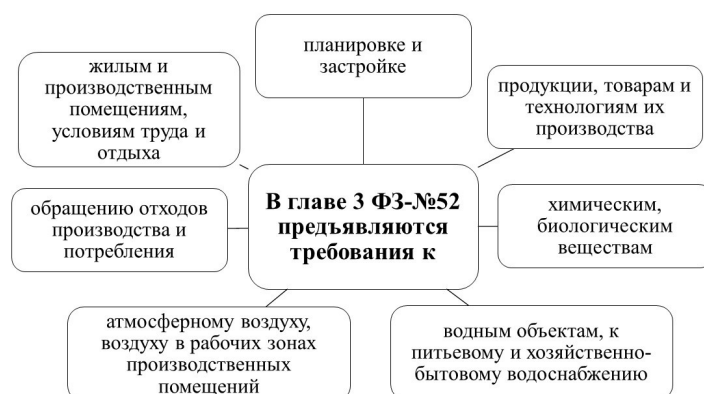


Рис. 1. Факторы, к которым предъявляются требования по обеспечению безопасности и здоровья человека

Глава 4 характеризует санитарные, противоэпидемические и профилактические мероприятия. Глава 5 и 6 проясняет вопросы государственного регулирования и надзора, а глава 7 - вопросы ответственности за нарушение санитарного законодательства.

ФЗ-52 охватывает широкий спектр параметров, влияющих на здоровье человека и благосостояние окружающей среды. Касательно защиты от шума, в ФЗ-52 в статье 23 «Санитарно-эпидемиологические требования к жилым помещениям» утверждается: Жилые помещения по <...> уровням шума, вибрации <...> должны соответствовать санитарно-эпидемиологическим требованиям в целях обеспечения безопасных и безвредных условий проживания независимо от его срока. Содержание жилых помещений должно отвечать санитарным правилам. [3] Таким образом, закон обязывает граждан РФ соблюдать санитарные нормы по шуму, а также установленные нормативы и технические регламенты, действующие на территории РФ.

Допустимый уровень шума в дневное и ночное время регулируется СанПиН 2.1.2.2645-10 [4], вступившем в силу 15 августа 2010 года и действующим в настоящее время. Допустимые эквивалентные и максимальные уровни звука проникающего шума в помещения жилых зданий, согласно СанПиН 2.1.2.2645-10, приведены в таблице 1.

Таблица 1

Допустимые эквивалентные и максимальные уровни звука проникающего шума в помещения жилых зданий [4]

Наименование помещений, территорий	Время суток	Эквивалентные уровни звука, дБА	Максимальные уровни звука, дБА
Жилые комнаты квартир	с 7 до 23 (день)	40	55
	с 23 до 7 (ночь)	30	45
Территории, непосредственно прилегающие к жилым домам	с 7 до 23 (день)	55	70
	с 23 до 7 (ночь)	45	60

Требования к обеспечению защиты от шума также устанавливаются федеральным законом 384-ФЗ от 30 декабря 2009 «Технический регламент о безопасности зданий и сооружений» в статье 24. Данный документ предписывает обеспечение защиты людей от воздействия шума при проектировании и строительстве зданий. В случае, когда здание является источником шума, превышающим допустимые значения, должны быть предусмотрены меры по снижению уровня шума. [5]

В целях исполнения ФЗ-384 предусмотрен свод правил СП 51.13330.2011 [6]. Его соблюдение носит обязательный характер и обеспечивает нормативные параметры акустической среды. В документе изложены требования к проектированию, строительству и эксплуатации зданий различного назначения, уделяется внимание планировке и застройке территорий населённых пунктов, защищаемых от шума. [6]

Превышение установленных нормативов считается нарушением санитарных правил и влечёт ответственность в соответствии с КоАП РФ. Статья 6.4. гласит: нарушение санитарно-эпидемиологических требований к эксплуатации жилых помещений и общественных помещений, зданий, сооружений и транспорта влечет наложение административного штрафа <...> или административное приостановление деятельности на срок до девяноста суток. [7]

Следует учитывать, что помимо общих правил, действующих на территории всей страны, существуют также местные законы, регулирующие и регламентирующие тишину на территории субъекта. Далее рассмотрим такой локальный правовой механизм на примере Санкт-Петербурга.

2. Регулирование тишины в Санкт-Петербурге

Субъекты РФ имеют право уточнять и дополнять предписания государственных законов, создавая локальные нормативно-правовые акты. В Санкт-Петербурге защита населения от повышенного шума предусмотрена следующим нормативно-правовым механизмом:

- исполнением Конституции и федеральных законов РФ;
- соблюдением нормативов в соответствии с СанПиН 2.1.2.2645-10 и СН 2.2.4/2.1.8.566-96;
- определении ответственности за нарушение тишины в соответствии с законом

Санкт-Петербурга N 273-70 от 31 мая 2010 года «Об административных правонарушениях в Санкт-Петербурге» [8].

Закон Санкт-Петербурга N 273-70 рассмотрим подробнее. Тишина в Санкт-Петербурге регламентируется достаточно жестко по сравнению с другими городами и регионами нашей страны. В статье 2 документа устанавливается ночное время, определяемое периодом с 22.00 до 8.00, что отличается от общепринятого времени с 23.00 до 7.00. Статья 8 запрещает включать телевизор, радио и иную звукоизлучающую технику в ночное время, а также двигать мебель, кричать, запускать фейерверки и заниматься ремонтом. Кроме того, данный запрет на шум распространяется на период с 8.00 до 12.00 часов по выходным и праздничным дням.

Нарушение закона влечёт ответственность в виде административного штрафа. Для наглядности административные штрафы за нарушение тишины в соответствии с КоАП РФ и законами об административных правонарушениях Санкт-Петербурга и Москвы представлены в таблице 2.

Таблица 2

Административные штрафы за нарушение тишины

Административный штраф, руб				
Документ	Зона действия	Нарушитель		
		Гражданин РФ	Должностное лицо	Юридическое лицо
КоАП РФ Статья 6.4.[7]	Территория РФ	от 500 до 1 000	от 1 000 до 2 000	от 10 000 до 20 000
Закон Москвы N 45 Статья 3.13 [9]	Москва	от 1000 до 2 000	от 4 000 до 8 000	от 40 000 до 80 000
Закон Санкт-Петербурга N 273-70 Статья 8 [8]	Санкт-Петербург	от 500 до 5 000	от 25 000 до 50 000	от 50 000 до 200 000

Из таблицы 2 видно, что штрафы в Санкт-Петербурге высокие относительно даже Москвы. В урегулировании вопроса тишины в городе есть и иные особенности. Отдельно в статье 38 Закона Санкт-Петербурга N 273-70 прописаны правила проведения шумных ремонтных работ в многоквартирном доме. Так, если шумные работы производятся в дневное время и длятся более одного часа, то такие работы должны согласовываться с управляющим домом или другим уполномоченным лицом. Нарушение порядка и тишины в таком случае грозит штрафом [8]:

- для граждан в размере от 1 000 до 3 000 рублей;
- для должностных лиц в размере от 5 000 до 10 000 рублей;
- для юридических лиц в размере от 10 000 до 30 000 рублей.

Ремонтные работы менее одного часа особого разрешения не требуют.

Правила, установленные статьями 8 и 38 Закона Санкт-Петербурга N 273-70, могут нарушаться в исключительных случаях. Ответственность не распространяется на случаи, когда шум связан с предотвращением или ликвидацией аварий, чрезвычайных происшествий; с предотвращением правонарушений; проведением срочных и неотложных работ; культурно-массовыми мероприятиями, согласованными с правительством; с погрузкой и вывозом снега.

Меры по регулированию шума в Санкт-Петербурге не противоречат общим положениям федерального уровня и обеспечивают правовую защиту граждан от повышенного шума.

3. Недостатки современного законодательства в области защиты от шума

Действующий нормативно-правовой механизм нуждается в доработке и усовершенствовании.

Во-первых, существующие законодательные акты устанавливают требования к уровням шума в жилых помещениях и на прилегающих территориях (так же можно сказать про больницы, школы и т.п.). Однако, во всех этих документах отсутствует прямое указание на лиц, ответственных за выполнение соответствующих предписаний, а также порядок осуществления контроля. Для проверки соответствия уровней звука на рабочих местах нормативным значениям применяется специальная оценка условий труда. Ответственным за её проведение является работодатель. Что касается шума в домах и на прилегающих территориях, контроль и ответственность определены не однозначно. Если жители страдают от шумных объектов (например, кафе, магазины, заводы и т.д.), то им следует обратиться в Роспотребнадзор с письменными жалобами. В таком случае проводится внеплановая проверка деятельности шумного объекта. Если же жители страдают от шумных соседей или громких звуков со стороны иных лиц, то обращаться следует в полицию, так как нарушение тишины и покоя является административным правонарушением. Нарушение установленных нормативов также можно фиксировать с помощью отчётов измерений частных лабораторий, работающих на коммерческой основе. В большинстве случаев необходимо активное участие самих жильцов в борьбе за благоприятные условия жизни. В свете вышесказанного, требуется разработка системы регулярного и полноценного контроля соблюдения нормативов.

Во-вторых, не существует единой системы штрафов за нарушение тишины на территории страны. Размер административных штрафов в отдельных субъектах отличаются от штрафов, прописанных в КоАП РФ. Это может вызывать путаницу и споры.

В-третьих, экологическая и правовая грамотность населения находится под вопросом. Необходимо обеспечить информирование граждан об их правах и обязанностях, касающихся создания благоприятной среды для жизни, в том числе о соблюдении режима тишины и покоя в ночное время.

Таким образом, необходимо введение нового закона, направленного исключительно на решение проблемы акустического загрязнения в городах. Закон о тишине должен давать чёткие предписания и регламентировать ответственность и контроль за нарушениями санитарных правил и норм.

Заключение

В 2021 году законы, касающиеся защиты населения от повышенного шума, действуют в прежней редакции. Закон 52-ФЗ «О санитарно-эпидемиологическом благополучии населения» носит общий характер и не предусматривает ответственности за нарушение тишины. В регионах России действуют локальные нормативно-правовые акты, устанавливающие штрафы за нарушение покоя граждан.

Несмотря на существующие меры по борьбе с шумом, есть проблемы, требующие решения. Необходимо создание единого отлаженного нормативно-правового механизма, учитывающего не только шум, создаваемый гражданами, но и вклад других источников акустического загрязнения. Отдельно стоит выделить проблему грамотности населения в правовой и экологической области, т.к. большинство граждан не знают о действующих законах и не осознают значимости звукового воздействия на здоровье.

Список литературы

1. Глухота и потеря слуха // Всемирная организация здравоохранения. [электронный ресурс] – Режим доступа. – URL: <https://www.who.int/ru/news-room/fact-sheets/detail/deafness-and-hearing-loss> (дата обращения: 09.02.2021).
2. Конституция Российской Федерации: [принята всенародным голосованием 12.12.1993 с изменениями, одобренными в ходе общероссийского голосования 01.07.2020] // Консультант Плюс [электронный ресурс] – Режим доступа. – URL: http://www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_28399/2b65ae24cc8141d4720fb749fb0c5583f8395048/ (дата обращения: 10.02.2021).
3. Федеральный закон "О санитарно-эпидемиологическом благополучии населения" от 30.03.1999 N 52-ФЗ (последняя редакция) // Консультант Плюс [электронный ресурс] – Режим доступа. – URL: http://www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_22481/ (дата обращения: 10.02.2021).
4. СанПиН 2.1.2.2645-10. Санитарно-эпидемиологические требования к условиям проживания в жилых зданиях и помещениях (Приложение № 3 к Постановлению Главного врача РФ № 64 от 10.06.2010 с изменениями на 27 декабря 2010 года) // Библиотека нормативной документации [электронный ресурс] – Режим доступа. – URL: <https://files.stroyinf.ru/Data2/1/4293820/4293820246.htm> (дата обращения: 15.02.2021).
5. Федеральный закон "Технический регламент о безопасности зданий и сооружений" от 30.12.2009 N 384-ФЗ (ред. от 02.07.2013) // Консультант Плюс [электронный ресурс] – Режим доступа. – URL: http://www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_95720/819cd029ee7b36865ef2189db42361692e10fa41/ (дата обращения: 17.02.2021).
6. СП 51.13330.2011 Защита от шума. Актуализированная редакция СНиП 23-03-2003 (с Изменением N 1) // Библиотека нормативной документации [электронный ресурс] – Режим доступа. – URL: <https://files.stroyinf.ru/Data2/1/4293811/4293811490.htm> (дата обращения: 17.02.2021).
7. "Кодекс Российской Федерации об административных правонарушениях" от 30.12.2001 N 195-ФЗ (ред. от 30.12.2020) (с изм. и доп., вступ. в силу с 28.01.2021) // Консультант Плюс [электронный ресурс] – Режим доступа. – URL: http://www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_34661/0d733d8a9e018c4840564cff41afbe7d0776aa5b/ (дата обращения: 15.02.2021).
8. Закон Санкт-Петербурга "Об административных правонарушениях в Санкт-Петербурге" от 31.05.2010 N 273-70 // Правовые акты Санкт-Петербурга [электронный ресурс] – Режим доступа. – URL: <https://peterburg-pravo.ru/zakon/2010-05-31-n-273-70/> (дата обращения: 17.02.2021).
9. Закон города Москвы "Кодекс города Москвы об административных правонарушениях" от 21.11.2007 N 45 (с изменениями на 22.07.2020) // Официальный интернет-портал правовой информации [электронный ресурс] – Режим доступа. – URL: http://pravo.gov.ru/proxy/ips/?doc_itself=&backlink=1&nd=120050953&page=1&rdk=50#I0 (дата обращения: 17.02.2021).

References

1. Deafness and hearing loss // World Health Organization. [electronic resource] – Available at – URL: <https://www.who.int/ru/news-room/fact-sheets/detail/deafness-and-hearing-loss> (date of the application 09.02.2021).
2. Constitution of the Russian Federation // Konsul'tant Plyus [electronic resource] – Available at – URL: http://www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_28399/2b65ae24cc8141d4720fb749fb0c5583f8395048/ (date of the application 10.02.2021).
3. The federal law of the Russian Federation of March 30, 1999 no. 52-FZ "On the sanitary and epidemiological well-being of the population" // Konsul'tant Plyus [electronic resource] – Available at – URL: http://www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_22481/ (date of the application 10.02.2021).
4. SanPiN 2.1.2.2645-10. Sanitary and epidemiological requirements for living conditions in residential buildings and premises // Biblioteka normativnoj dokumentacii. [electronic resource] – Available at – URL: <https://files.stroyinf.ru/Data2/1/4293820/4293820246.htm> (date of the application 15.02.2021).
5. The federal law of the Russian Federation of December 30, 2009 no. 384-FZ "Technical regulations on the safety of buildings and structures" // Konsul'tant Plyus [electronic resource] – Available at – URL: http://www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_95720/819cd029ee7b36865ef2189db42361692e10fa41/ (date of the application 17.02.2021).
6. SP 51.13330.2011 Sound protection. With Amendment No. 1 // Biblioteka normativnoj dokumentacii. [electronic resource] – Available at – URL: <https://files.stroyinf.ru/Data2/1/4293811/4293811490.htm> (date of the application 17.02.2021).
7. The federal law of the Russian Federation of December 30, 2001 no. 195-FZ "Code of Administrative Offences of the Russian Federation" (ed. from 30.12.2020) // Konsul'tant Plyus [electronic resource] – Available at – URL: http://www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_34661/0d733d8a9e018c4840564cff41afbe7d0776aa5b/ (date of the application 15.02.2021).
8. The law of the Saint Petersburg of May 31, 2010 no. 273-70 "About administrative offenses in St. Petersburg" // Pravovye akty Sankt-Peterburga [electronic resource] – Available at – URL: <https://peterburg-pravo.ru/zakon/2010-05-31-n-273-70/> (date of the application 17.02.2021).
9. The law of the Moscow of November 21, 2007 no. 45 "The Code of the City of Moscow on Administrative Offenses" (with changes on 22.07.2020) // Oficial'nyj internet-portal pravovoj informacii [electronic resource] – Available at – URL: http://pravo.gov.ru/proxy/ips/?doc_self=&backlink=1&nd=120050953&page=1&rdk=50#I0 (date of the application 17.02.2021).

УДК: 534.23
OECD: 01.03.AA

О влиянии резонирующей полосы с вибропоглощением на дорезонансные колебания конструкции

Кирпичников В.Ю.¹, Петров А.А.², Дроздова Л.Ф.^{3*}, Кудяев А.В.⁴

¹ Д.т.н., профессор, ² К.ф-м.н., ведущий инженер, ³ К.т.н., профессор, ⁴ К.т.н., доцент
^{1,2} ФГУП «Крыловский государственный научный центр»

^{3,4} Кафедра «Экология и производственная безопасность», Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова
^{1,2,3,4} Санкт-Петербург, РФ

Аннотация

Улучшению акустических характеристик конструкций с помощью резонирующих элементов в виде массы и упругой прокладки посвящено большое число исследований отечественных и зарубежных авторов. Работ, посвященных исследованию резонансных пластин или полос, используемых для снижения вибрации пластинчатых и оболочечных конструкций, имеется очень мало.

Исследовано влияние изгибно колеблющейся на низшей резонансной частоте полосы с вибропоглощением на параметры возбуждающей ее через опору конструкции, колеблющейся на дорезонансных частотах.

Представлено приближенное математическое описание относительной вибропоглощающей эффективности полосы при ее колебаниях на низшей резонансной частоте. Получено, что резонирующая полоса с вибропоглощением и небольшой массой может оказывать на параметры дорезонансных колебаний конструкции достаточно заметное влияние.

Показано, что при сделанных допущениях полученные приближенные результаты удовлетворительно описывают физику происходящих вибрационных процессов.

Ключевые слова: акустическая характеристика, колебания, вибрация, частота, резонирующая полоса, конструкция, изгибные колебания.

The impact of a resonating damped strip on sub resonant structural vibrations

Kirpichnikov V. Yu.¹, Petrov A.A.², Drozdova L.F.^{3*}, Kudaev A.V.⁴

¹ DSc, professor, ² PhD, lead engineer, ³ PhD, professor, ⁴ PhD, assistant professor

^{1,2} Federal State Unitary Enterprise State Scientific Center Krylovsky

^{3,4} The department of Ecology and Industrial Safety, Baltic State Technical University
‘VOENMEH’ named after D.F. Ustinov

^{1,2,3,4} St. Petersburg, Russia

Abstract

A large number of studies by domestic and foreign authors are devoted to improving of acoustic characteristics of structures through resonating elements such as a mass on an elastic layer. There are very few works devoted to a study of resonant plates or strips used to reduce vibration of plate and shell structures.

The impact of a vibrating at the lowest bending resonant frequency damped strip on parameters of a structure exciting the strip through a support and vibrating at sub resonant frequencies is investigated.

A mathematical description of the relative vibration-absorbing efficiency of the strip at its vibrations at the lowest resonant frequency is presented. It was found that a resonating damped strip of a small mass can have a rather noticeable impact on parameters of sub resonant vibrations of a structure.

*E-mail: drozdovalf@yandex.ru (Дроздова Л.Ф.)

It is shown that, under the assumptions made, the obtained approximate results satisfactorily describe the physics of vibrational processes occurring.

Keywords: *acoustic characteristic, oscillations, vibration, frequency, resonating strip, structure, bending vibrations.*

Введение

Об улучшении акустических характеристик конструкций с помощью установленных резонирующих (резонансных) элементов известно из многих публикаций. Большинство работ (например, [1-7]) посвящены влиянию на указанные характеристики одного или нескольких резонансных элементов в виде массы и упругой прокладки между массой и демпфируемой конструкцией.

Первыми отечественными публикациями, в которых рассматривалось ослабление волн изгиба в стержнях и пластинах подобными колебательными системами, были работы [1, 2]. Использование таких систем для вибродемпфирования инженерных конструкций описано в работах [3-5].

Виброизоляция источника силы, нормальной к поверхности демпфируемой конструкции, с помощью резонансного элемента в виде массы на упругой прокладке исследовалась в работе [6]. В работе [7] рассмотрены звукоизолирующие свойства панелей с несколькими подобными резонирующими элементами. В приведенных и других публикациях имеются ссылки на большое число работ, выполненных в соответствующих направлениях.

Работ, посвященных резонансным пластинам или полосам (пластин с отношением сторон более 2,5), существенно меньше. Основными причинами этого являются узкополосная эффективность подобных резонансных элементов с малыми потерями колебательной энергии и связанная с ней сложность их настройки на частоту повышенной вибрации демпфируемой конструкции. Указанных недостатков лишены резонансные пластины и полосы с большими потерями колебательной энергии при использовании современных вибропоглощающих материалов.

1. Исследование влияния колеблющейся полосы на уровни дорезонансных колебаний конструкции

На высокую эффективность уменьшения вибрации пластинчатых и оболочечных конструкций резонансными пластинами и полосами, облицованными армированным вибропоглощающим покрытием с диссипативным слоем в виде полимерной пленки на основе поливинилацетата - «рекордсмена» по вибропоглощению среди существующих материалов, указывается, например, в работах [8,9].

Показано, в частности, что при малой ($\sim 2-3\%$) массе подобных элементов относительно массы демпфируемой конструкции их размещение в пучности резонансной формы изгибных колебаний конструкции из металла приводит к уменьшению ее вибрации на величину 30 дБ и более. При установке резонансных пластин (полос) в узел резонансной формы колебаний конструкции уровни ее вибрации уменьшаются на соответствующей частоте на (10-15) дБ. Во всех случаях установка резонансных пластин (полос) приводила к уменьшению уровней вибрации и на других резонансных частотах демпфируемой конструкции, на которые частотная настройка резонансной пластины (полосы) не производилась. Актуальная для практики возможность снижения уровней вибрации конструкции на ее дорезонансных частотах с помощью резонирующих пластин

и полос при этом не рассматривалась.

Целью настоящей работы является исследование влияния изгибно колеблющейся полосы на уровни дорезонансных колебаний конструкции. При решении соответствующей задачи рассматривалась механическая система, состоящая из колеблющейся на дорезонансной частоте конструкции и установленной на ней через опору полосы.

Использовались следующие допущения:

- демпфируемой конструкцией является пластина с одинаковым синфазным гармоническим виброперемещением $V_0 e^{i\omega t}$ всех точек поверхности, на которой закреплена полоса;

- толщина полосы много меньше толщины h_0 демпфируемой пластины;

- опора является недеформированной, имеет малые (условно точечные) размеры и нулевую массу;

- опора обеспечивает шарнирное крепление одной из коротких кромок ($x = 0$) полосы;

- другая короткая кромка полосы ($x = l/2$) силой, нормальной к ее поверхности, не нагружена.

Решение уравнения изгибных колебаний полосы, полностью удовлетворяющих лишь граничным условиям на креплении, запишем в следующем виде

$$V_x = V_0 \left\{ 1 + \frac{4}{\pi} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sin(2n-1)\frac{\pi}{l}x}{(2n-1)\left[\left(\frac{\omega_n}{\omega}\right)^2 - 1\right]} \right\}, \quad (1)$$

где ω_n - круговая собственная частота n -ой формы изгибных колебаний полосы, равная $\frac{(2n-1)^2\pi^2}{l^2} \sqrt{\frac{D}{\rho h \delta}}$ (D - изгибная жесткость полосы, $\frac{E(1+i\eta)h^3\delta}{12}$, E и ρ - модуль Юнга и плотность материала, η - коэффициент потерь).

При $\omega = \omega_1$ и $x = \pm \frac{l}{2}$ имеем (влиянием нерезонансных форм колебаний пренебрегаем)

$$|V_{max}| \approx V_0 \sqrt{1 + \frac{16}{\pi^2 \eta^2}}. \quad (2)$$

Приведенное приближенное выражение совпадает с точным выражением максимального уровня вибрации при кинематическом возбуждении полосы через две опоры у ее коротких кромок, которое может быть получено с использованием результатов работы [10] при учете в нем потерь колебательной энергии в полосе. Обращаясь к (2), видим, что величина $|V_{max}|$ пропорциональна амплитуде колебаний демпфируемой пластины и растет с уменьшением значений коэффициента потерь полосы. Отношение модуля максимального уровня вибрации при $x = \pm \frac{l}{2}$ к уровню вибрации пластины V_0 при значениях коэффициента потерь 10^{-2} , 10^{-1} и 1 равняется 128; 12,8 и 1,62 соответственно. При существенном превышении максимального уровня вибрации полосы над уровнем вибрации демпфируемой пластины при $\eta = 10^{-2}$ (на ~ 42 дБ) и $\eta = 10^{-1}$ (на ~ 22 дБ) величина соответствующей вибрации полосы при $\eta = 1$ оказывается примерно такой же, как амплитуда возбуждающего полосу колебательного процесса в пластине.

Аналогичную зависимость от коэффициента потерь η имеет механическое сопротивление Z_1 полосы действию на нее колебаний пластины с частотой ω_1 . По физической сути Z_1 - перерезывающая сила в сечении $x = 0$ при изгибных колебаниях полосы на низшей резонансной частоте $f_1 = \frac{\omega_1}{2\pi}$, отнесенная к ее виброскорости на опоре. Выражение Z_1 имеет вид:

$$Z_1 = \frac{0,82M\omega_1}{\eta}, \quad (3)$$

где $M = \rho h \delta l$ – масса полосы.

Из приведенного выражения видно, что механическое сопротивление Z_1 полосы на частоте f_1 имеет инерционный характер, а ее динамическая масса $M^* = \frac{0,82M}{\eta}$ уменьшается с ростом коэффициента η и при его значениях 10^{-2} , 10^{-1} превосходит массу M в 82 и 8,2 раза. При $\eta = 1$ величина M^* оказывается меньше массы полосы M .

Если принять массу M равной 0,1 массы M_2 демпфируемой пластины, то уменьшение ее вибрации за счет увеличения массы колеблющейся полосы:

$$\Delta = 20 \lg \left[\frac{M_2 + M^*}{M_2} \right], \text{ дБ} \quad (4)$$

составит при значениях η равных 10^{-2} , 10^{-1} и 1 примерно 19 дБ, 5 дБ и 0 дБ соответственно.

Выражение для относительной вибропоглощающей эффективности Θ , дБ, полосы при ее колебаниях на низшей резонансной частоте f_1 :

$$\Theta = 10 \lg \frac{W_1}{W_2},$$

где W_1 и W_2 – поглощаемые в полосе и пластине с массой M_2 энергии, соответственно будет [11,12], имеет следующий вид:

$$\Theta = 10 \lg \left[\frac{M\eta}{M_2\eta_2} \left(1 + \frac{8}{\pi^2\eta^2} \right) \right], \text{ дБ} \quad (5)$$

Выражение (5) практически совпадает с точным решением для опоры с жестко закрепленной полосой, имеющей свободную кромку и другое значение f_1 . Небольшое отличие имеется лишь в величине числителя второго слагаемого.

При $\frac{M}{M_2} = 0,1$ и типичном значении коэффициента потерь в металлической демпфируемой пластине $\eta_2 = 2 \cdot 10^{-3}$ в случае установки на нее полосы с коэффициентом потерь равным 10^{-2} , 10^{-1} и 1 получим относительную вибропоглощающую эффективность полосы 36 дБ, 26 дБ и ~ 20 дБ, соответственно. При всех принятых значениях η потери колебательной энергии в полосе существенно больше потерь энергии в пластине. Сопоставляя приведенные значения Θ , дБ, с ранее полученными значениями Δ , дБ, делаем вывод о существенно большем влиянии вибропоглощающих свойств полосы на уменьшение вибрации пластины в сравнении с влиянием на увеличение полосой её массы. Роль первого из указанных физических факторов с повышением η остается достаточно значимой, а второго – уменьшается до близких к нулю величин при больших потерях колебательной энергии.

Заключение

Приведенные результаты свидетельствуют, что резонирующая на частоте f_1 полоса с вибропоглощением и сравнительно небольшой относительной массой может оказывать на параметры дорезонансных колебаний конструкции достаточно заметное влияние. Соответствие результатов физике происходящих процессов обусловлено как преимущественным влиянием на них граничных условий на опоре, через которую осуществляется взаимосвязь колебаний полосы и демпфируемой конструкции, так и малой ролью моментного усилия в сравнении с поперечной силой на коротких кромках полосы.

Список литературы

1. Клюкин. И.И. Об ослаблении волн изгиба в стержнях и пластинах при помощи резонансных колебательных систем// Акустический журнал т. VI, вып. 2 - 1960- с. 213-219.
2. Клюкин И.И. Сергеев. Ю.Д. Рассеяние изгибных волн антивибраторами, установленными на пластине// Акустический журнал, т. 10, вып. 1- 1964- с. 60-65.
3. Бабаев Н.Н., Лентяков В.Г. Некоторые вопросы общей вибрации судов -Л.: Судпромгиз, 1961- 308 с.
4. Алексеев А.М., Сборовский. А.К. Судовые виброгасители -М.: Государственное союзное издательство судостроительной промышленности, 1962- 196 с.
5. Кирпичников В.Ю., Сятковский А.И., Шлемов. Ю.Ф. Высокоэффективные средства низкочастотного вибродемпфирования с упругими элементами из полимерной пленки// Судостроение 1(848) -2020 - с. 44-47.
6. Лапин А.Д. Виброизоляция поля от источника нормальной силы в пластине при помощи резонаторов. Применение средств вибропоглощения и виброгашения в промышленности и на транспорте – Л.: 1998.
7. Ефимцов Б.М., Лазарев Л.А. Звукоизолирующие свойства панелей с резонансными элементами // Акустический журнал, т. 47, вып. 3 – 2001 - с. 346-351.
8. Кирпичников В.Ю. Вибрации и шумоизлучение обтекаемых конструкций судна. СПб., 2016 - 210 с.
9. Кирпичников В.Ю. Вред и польза резонансных явлений в элементах судовых конструкций. СПб. - 2019 - 176 с.
10. Вовк И.В., Гриненко В.Т. Об одном методе построения механической колебательной системы стержневого электроакустического преобразователя // Акустический журнал, т. 37, вып. 6, - 1991 – с. 1106-1115.
11. Никифоров А.С. Будрин С.В. Распространение и поглощение звуковой вибрации на судах. - Л.: Судостроение, 1968 - 216 с.
12. Справочник по судовой акустике. Под общей редакцией Клюкина И.И. и Боголепова И.И.- Л.: Судостроение, 1978 - 504 с.

References

1. Klyukin. I. I. On the attenuation of bending waves in rods and plates using resonant oscillatory systems / / Acoustic Journal vol. VI, issue 2 - 1960-pp. 213-219.
2. Klyukin I. I. Sergeev. Yu. D Scattering of bending waves by anti-vibrators installed on the plate// Acoustic journal, vol. 10, issue 1 - 1964 - S. 60-65.
3. Babayev N. N., Lentkov V. G. Some questions of General vibration courts -Leningrad: Sudpromgiz, 1961 - 308 p.
4. Alekseev A. M., Zborowski. A. K. Shipboard vibration dampers -M.: State publishing house of the Union of the shipbuilding industry, 1962 - 196 p.
5. Kirpichnikov V. Yu., Syatkovsky A. I., Shlemov. Yu. F. Highly effective means of low-frequency vibration damping with elastic elements from a polymer film// Shipbuilding 1 (848) -2020-p. 44-47.
6. Lapin A.D. Vibration isolation of the field from the source of normal force in the plate using resonators. Application of vibration absorption and vibration damping devices in industry and transport-L.: 1998.

-
7. Efimtsov B. M., Lazarev L. A. Sound-proofing properties of panels with resonant elements // Acoustic Journal, vol. 47, issue 3 - 2001-pp. 346-351.
 8. Kirpichnikov V. Yu. Vibration and noise emission of streamlined ship structures. St. Petersburg, 2016- 210 p.
 9. Kirpichnikov V. Yu. Harm and benefit of resonant phenomena in the elements of ship structures. SPb. - 2019-176 p.
 10. Vovk I. V., Grinenko V. T. On a method for constructing a mechanical oscillatory system of a rod electroacoustic converter// Acoustic Journal, vol. 37, issue 6, - 1991-pp. 1106-1115.
 11. Nikiforov A. S. Budrin S. V. Propagation and absorption of sound vibration on ships. - L.: Shipbuilding, 1968-216 p.
 12. Handbook of ship acoustics. Under the general editorship of I. I. Klyukin and I. I. Bogolepov-L.: Shipbuilding, 1978-504 p.

УДК: 534.32
OECD: 1.03.AA

Исследование слышимости и маскировки шума винтового беспилотного воздушного судна фоном окружающей среды

Мошков П.А.

К.т.н, ведущий конструктор, Филиал ПАО «Корпорация «Иркут»
«Региональные самолеты», г. Москва, Россия

Аннотация

Рассмотрена проблема слышимости и маскировки шума винтовых беспилотных воздушных судов (БВС). Выполнен аналитический обзор доступных публикаций в области психофизиологической акустики в рамках слышимости приближающихся и удаляющихся источников звука. Рассмотрены спектральные характеристики шума винтовых БВС и фонового шума окружающей среды. Представлены результаты исследований, выполненных автором в области слышимости винтовых БВС. В частности, предложен критерий аудиозаметности и представлены данные о маскировке шума БВС фоновым шумом окружающей среды. В качестве критерия аудиозаметности БВС самолетного типа с поршневым двигателем предлагается использовать разность между суммарными взвешенными по шкале А стандартного шумомера уровнями звукового давления, соответствующими акустическому излучению БВС и фона окружающей среды. БВС становится слышимым при величине критерия 3 дБА. В рамках летного эксперимента было получено, что в среднем эффект маскировки шума БВС фоновым шумом окружающей среды составляет 3 с для участка приближения и 6 с для участка удаления БВС от контрольной точки. Наибольший маскирующий эффект наблюдается при высоких скоростях ветра 5-6 м/с, и как следствие высоких уровнях фонового шума, и составляет до 15 с.

Ключевые слова: беспилотное воздушное судно, слышимость, шум на местности, шум окружающей среды, маскировка шума.

Study of the audibility and masking of the propeller-driven unmanned aerial vehicle noise by ambient noise

Moshkov P.A.

PhD, leading designer, IRKUT Corporation Regional Aircraft, Moscow, Russia

Abstract

The problem of audibility and noise masking of propeller-driven unmanned aerial vehicles (UAVs) is considered. An analytical review of available publications in the field of psychophysiological acoustics in the framework of audibility of approaching and receding sound sources is performed. The spectral characteristics of propeller-driven UAVs noise and ambient noise are considered. The results of the research carried out by the author in the field of audibility of propeller-driven UAVs are presented. In particular, the criterion of audio visibility and data on the masking of UAV noise by the ambient noise are proposed. It is proposed to use the difference between the overall A-weighted sound pressure levels corresponding to UAV acoustic radiation and ambient noise as a criterion for the audio visibility of an aircraft-type UAV with a piston engine. The UAV becomes audible when the criterion value is 3 dBA. As part of the flight experiment, it was found that on

average, the effect of masking the UAV noise with ambient noise is 3 sec for the approach area and 6 sec for the distance of the UAV from the control point. The greatest masking effect is observed at high wind speeds of 5-6 m/s, and as a result, high levels of ambient noise, and is up to 15 sec.

Keywords: *unmanned aerial vehicle, audibility, community noise, ambient noise, noise masking.*

Введение

Широкое распространение беспилотных воздушных судов (БВС) гражданского и специального назначения ставит задачу обеспечения траекторий полета без возможности их обнаружения аудиометрическим методом (на слух). С одной стороны малозумность БВС гражданского назначения обеспечит комфорт жителей при широком развитии беспилотных технологий, в частности, доставки почты, покупок и т.д., а с другой стороны обеспечит незаметность БВС специального назначения [1, 2] в акустическом диапазоне длин волн, которая в общем случае характеризует живучесть аппаратов.

В проблеме шумности винтовых БВС отдельное место занимают вопросы слышимости и маскировки шума БВС фоном окружающей среды [3]. Для оценки границ слышимости БВС необходимы критерии аудиозаметности различных типов БВС [4] и программное обеспечение для оценки шума ЛА на местности [5]. Для более точной и корректной оценки границ слышимости БВС с одной стороны и построения пространственно-временных траекторий полета БВС [6] без возможности обнаружения на слух с другой стороны, необходимо учитывать эффект маскировки шума БВС фоновым шумом окружающей среды [7].

Вопросы слышимости и маскировки шума винтовых БВС в общем случае тесно связаны с акустическими характеристиками конкретного типа БВС (мультикоптер [8, 9], БВС вертолетного или самолетного типа [10–12] и т.д.), режимом его полета, фоновым шумом окружающей среды и индивидуальными особенностями восприятия шума наблюдателем.

Целью работы является формулирование критериев, характеризующих эффект маскировки шума БВС шумом окружающей среды при его восприятии наблюдателем.

Основные задачи, решаемые в рамках настоящей работы:

- Анализ доступных публикаций в области психофизиологической акустики с целью получения данных для дальнейшего учета эффекта маскировки шума БВС шумом окружающей среды;
- Анализ типовых спектров шума винтовых БВС и фона окружающей среды;
- Специальная обработка результатов летных акустических испытаний БВС Птеро-G0, выполненных автором ранее, в контексте исследования слышимости и маскировки шума БВС фоном окружающей среды.

1. Аналитический обзор публикаций в области слышимости и маскировки шума движущихся источников

С целью определения основных закономерностей, полученных в рамках психофизиологической акустики, в области слышимости и маскировки движущихся источников звука был выполнен аналитический обзор публикаций [13–22]. Такие исследования проводятся в заглушенных камерах при наличии специального оборудования при значительном количестве испытуемых мужчин и женщин среднего возраста, участвующих в нескольких сериях экспериментов.

В работах [13, 14] было показано, что при локализации источников шума может наблюдаться эффект асимметрии приближения и удаления источников звука, который зависит от локализации адаптирующих и тестовых стимулов. При одинаковой локализации стимулов для двух расстояний в проведенном эксперименте наблюдалась значительная асимметрия эффектов последействия. Эффекты последействия имитируемого приближения и удаления источника звука отражают их пространственную специфичность и могут быть связаны со специализированными механизмами анализа движения на разном расстоянии от слушателя.

Особенности восприятия приближения и удаления источника звука и их влияние на слуховое последействие исследовали в условиях свободного поля в работах [15, 16]. При этом испытуемые определяли направление движения тестовых стимулов, предъявляемых без адаптации (контроль) и после адаптации к неподвижным, медленно движущимся (с изменением амплитуды 2 дБ) и быстро движущимся (с изменением амплитуды 12 дБ) стимулам. Наблюдала три феномена слухового восприятия.

1. В отсутствие адаптации проявлялся эффект нарастания громкости: испытуемые чаще оценивали тестовые стимулы как приближающиеся.

2. После адаптации к неподвижным и медленно движущимся стимулам наблюдалось последействие источника звука, связанное с его положением, – испытуемые чаще оценивали тестовые стимулы как удаляющиеся по сравнению с контролем. Эффект снижался с увеличением расстояния до источника адаптирующих стимулов и был связан с эффектом нарастания громкости.

3. После адаптации к стимулам, имитирующим быстрое приближение и удаление, было выявлено последействие движения. Оно заключалось в изменении оценок направления движения тестовых стимулов, противонаправленном движению адаптирующих стимулов.

При исследовании маскирующего влияния белого шума на временные параметры локализации радиально движущихся источников были получены следующие результаты [17].

1. Воздействие фонового белого шума проявляется в снижении вероятности распознавания направления движения источника звука, что отражается на величине порога по длительности.

2. Порог по длительности для определения направления движения источника звука увеличивается примерно вдвое на фоне белого шума, равного уровню полезного сигнала или превышающего его.

3. Минимальная длительность для определения направления в условиях одновременной маскировки сохраняется постоянной вплоть до уровней шума, близких к порогу полной маскировки.

4. Время реакции выбора при определении направления источника на фоне непрерывного широкополосного шума меняется незначительно и в среднем по группе испытуемых составляет 80 мс.

В работе [19] была установлена высокая помехоустойчивость слуховой локализации приближающихся и удаляющихся источников звука к фоновым шумам малого и среднего уровней интенсивности (20 и 40 дБ над порогом слышимости), что свидетельствует об адаптации процессов слуховой локализации к условиям реальной акустической среды.

При исследовании слышимости вертолета наблюдателем [22] была установлена существенная зависимость соотношения сигнал-шум от фонового шума окружающей среды. В условиях сельской местности порог обнаружения вертолета был на 5 дБ ниже значения, установленного для городских и пригородных условий.

В контексте проблемы шума на местности БВС представленные результаты других авторов, полученные в области психофизиологической акустики, могут быть интерпретированы следующим образом.

1. Эффекты приближения и удаления источника звука могут иметь эффекты асимметрии при одних и тех же заданных стимулах (сигналах). В рамках акустики БВС дополнительная асимметрия при восприятии движущихся источников шума может быть объяснена не только специфичностью слухового восприятия человека, но и сложностью диаграммы направленности источника и особенностями спектрального состава его излучения.

2. Точность и время определения направления движения источника звука зависят от скорости источника.

3. При наличии фонового шума по интенсивности равного или превосходящего шум БВС может увеличиваться время (порог по длительности) определения направления на источник звука.

4. Слуховая система человека обладает высокой помехоустойчивостью при локализации приближающихся и удаляющихся источников звука к фоновым шумам малого и среднего уровней интенсивности (20 и 40 дБ над порогом слышимости).

5. Время реакции выбора при определении направления источника полезного сигнала на фоне белого шума меняется незначительно и в среднем по группе людей, участвующих в эксперименте, составило 80 мс [17]. Данный результат свидетельствует о том, что при проведении натурных летных экспериментов различных типов БВС совсем не обязательно задействовать значительное количество людей. Не стоит ожидать существенного разброса данных по величине критерия аудиозаметности при рассмотрении группы людей.

6. При выборе критериев слышимости БВС следует понимать, что величина критерия и метрика зависит не только от типа аппарата, но и от фонового шума окружающей местности, в рамках которой предполагается использование аппарата.

2. Спектральные характеристики шума винтовых БВС и фонового шума окружающей среды

Особенностью акустического поля винтовых БВС является наличие в спектре сигнала характерных частот тонального излучения. В таблице 1 представлены тональные составляющие в спектре шума БВС и основные параметры, влияющие на спектральный портрет аппарата. Тональные уровни шума мультикоптеров определяются излучением на частотах кратных частоте следования лопастей винтов (шум вытеснения и шум от нагрузки) и излучением на комбинационных гармониках (шум взаимодействия). Если в состав силовой установки БВС входит поршневой двигатель, то в спектре шума помимо гармоник шума винта, выделяются тональные составляющие на частотах кратных частоте следования вспышек в цилиндрах двигателя. Когда в состав силовой установки входят электродвигатели, то в спектре шума БВС присутствуют высокочастотные тональные составляющие на частотах кратных частоте вращения ротора и числу пар полюсов.

В качестве примера на рис. 1 представлен типовой узкополосный спектр уровней звукового давления, измеренный при работе силовой установки БВС Птеро-G0 в статических условиях при частоте вращения коленвала 5400 об/мин (двигатель – одноцилиндровый, четырёхтактный, без редуктора; воздушный винт – двухлопастной, неизменяемого шага). Гармоники шума воздушного винта обозначены цифрами с индексами «в», а гармоники шума двигателя цифрами с индексами «д». Можно видеть, что в данном случае с учетом числа лопастей винта, числа цилиндров двигателя и его тактности, а также при отсутствии редуктора первая гармоника шума вращения винта

совпадает с 4-й двигательной гармоникой, 2-я гармоника шума винта совпадает с 8-й двигательной гармоникой и т.д.

Отметим также, что помимо характерных тональных составляющих в спектре шума винтовых БВС присутствует широкополосная составляющая во всем слышимом диапазоне частот. Источниками широкополосного излучения в зависимости от типа БВС могут быть: вихревая составляющая шума воздушного винта, вихревая составляющая шума впуска и выхлопа поршневого двигателя, широкополосная составляющая структурного шума двигателя и широкополосная составляющая шума взаимодействия «лопасть-турбулентный след» и «лопасть-вихрь». Роль широкополосного шума в общем шуме БВС на местности зависит от множества факторов, таких как режим работы силовой установки, направление излучения и др.

Таблица 1

Тональные составляющие в спектре шума БВС с винтовыми движителями и основные параметры, влияющие на спектральный портрет

Тип гармоники в спектре излучения БВС	Параметры, влияющие на характерные частоты в спектре
Тональные составляющие шума винта	Частота вращения винта, число лопастей
Комбинационные гармоники (мультироторные системы, соосные винты)	Число лопастей, число винтов и их компоновка на ЛА, разность частот вращения
Гармоники шума электродвигателя	Частота вращения ротора, число пар полюсов
Гармоники шума ДВС	Частота вращения коленвала, тактность число цилиндров в двигателе

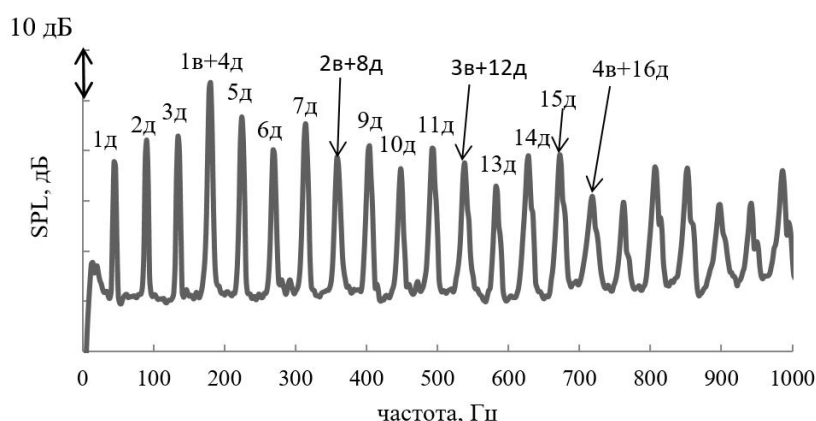


Рис. 1. Типовой спектр шума винтового БВС самолетного типа с поршневым двигателем, измеренный на расстоянии 2 м в направлении 120°

Как ранее было отмечено, данные о фоновом шуме окружающей среды являются неотъемлемой частью методики расчета границ акустической заметности БВС и необходимы для построения траекторий полета БВС без возможности обнаружения. Рассмотрим спектральные характеристики фонового шума окружающей среды в различных условиях. Измерения были выполнены автором в 2013–2015 гг. Для измерения уровней звукового давления использовался портативный шумомер «Экофизика-110А». Измерительный микрофон с установленной ветрозащитой располагался на высоте

1,2 м относительно поверхности земли. Результаты измерений представлены в виде третьоктавных спектров уровней звукового давления с шагом 5 с.

На рис. 2 представлены третьоктавные спектры уровней звукового давления, измеренные в горах при скорости ветра 3,5–4,5 м/с. Можно видеть спадание интенсивности фонового шума с частотой. При этом Уровни фона до частоты 100 Гц могут являться маскером акустического излучения БВС. Наибольший разброс измеряемых уровней фона наблюдается в диапазоне 10–100 Гц и вероятнее всего обусловлен непостоянством скорости ветра в течение измерения. Уровни фона на частотах выше 1000 Гц соизмеримы с собственным шумом используемой измерительной системы.

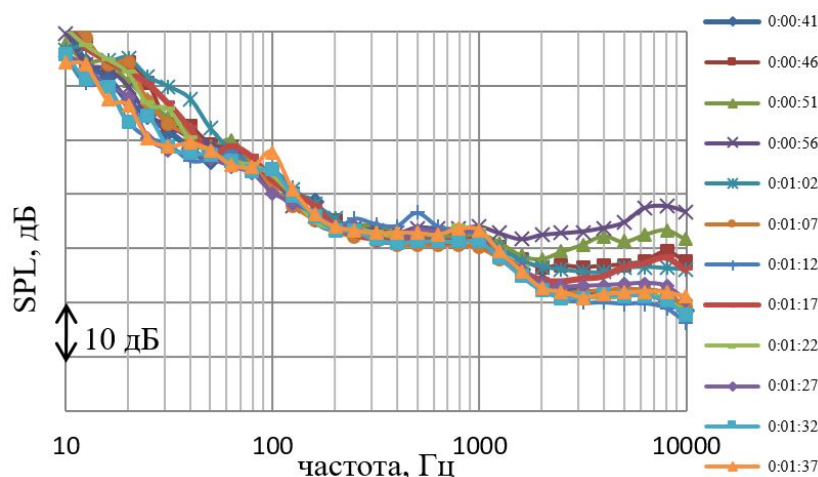


Рис. 2. Третьоктавные спектры уровней звукового давления, измеренные с шагом 5 с в горах при скорости ветра 3,5–4,5 м/с

Третьоктавные спектры уровней звукового давления, измеренные вблизи моря при низкой скорости ветра, представлены на рис. 3. Максимальные уровни наблюдаются в третьоктавных полосах с центральными частотами 50 и 400 Гц. Разбежка спектров (до 20 дБ) вероятнее всего обусловлена различной высотой и скоростью набегающих волн. Можно видеть, что в данной случае фоновый шум окружающей среды может являться эффективным маскером шума БВС в диапазоне 250–2000 Гц, а также тонального шума в полосе 50 Гц.

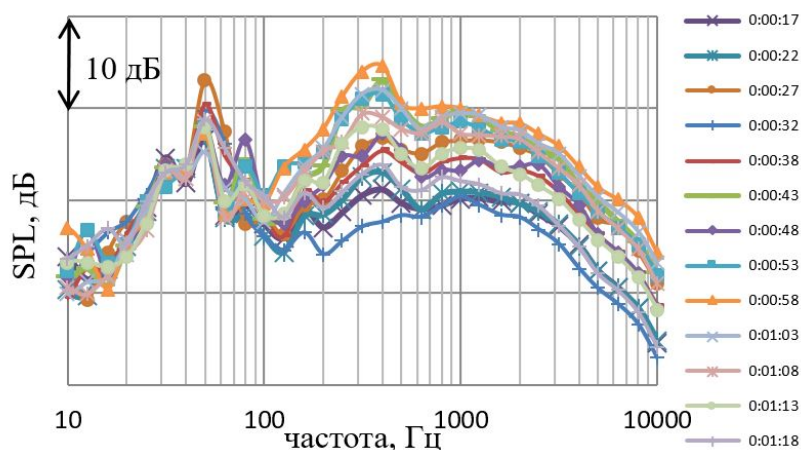


Рис. 3. Третьоктавные спектры уровней звукового давления, измеренные с шагом 5 с вблизи моря (шум прибоя) при скорости ветра 0,5 м/с

Третьоктавные спектры уровней звукового давления фонового шума, измеренные в лесу при низкой скорости ветра при слышимости шума автотранспорта со стороны дороги, представлены на рис. 4. Наибольший разброс в измеряемых уровнях наблюдается в диапазоне частот 2000–10000 Гц, что по всей видимости связано с разной мощностью двигателей автомобилей и их массой. В диапазоне частот 10–2000 Гц разбежка измеряемых уровней звукового давления не превышает 5 дБ. Причем в диапазоне частот 10–100 Гц уровни шума практически постоянны, а некоторое снижение уровней шума наблюдается на частоте 160 Гц. Можно видеть, что в данном случае шум автотранспорта может быть эффективным маскером шума БВС в диапазоне частот 10–1600 Гц. Отметим также, что в общем случае на шумность потока автотранспорта влияет множество факторов [23], таких как интенсивность движения, скорость, соотношение между грузовыми и легковыми автомобилями, дорожное покрытие (тип и состояние) и т.д.

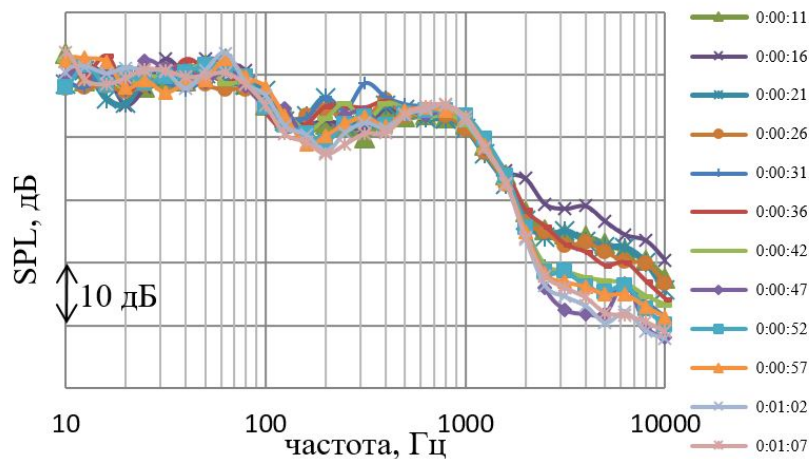


Рис. 4. Третьоктавные спектры уровней звукового давления, измеренные в лесу при слышимости шума автотранспорта со стороны дороги при скорости ветра менее 1 м/с

3. Критерий слышимости винтовых летательных аппаратов самолетного типа

Критерий аудиозаметности (слышимости) винтовых БВС самолетного типа с ДВС (ΔL_a) был предложен автором ранее [4] на основании многочисленных экспериментальных исследований легких винтовых самолетов и БВС. Суть эксперимента заключалась в следующем. БВС или легкий винтовой самолет совершали горизонтальный полет на заданной высоте 100 м по траектории обеспечивающей не слышимость аппарата на участках приближения и удаления. На шумомере во время испытаний устанавливалось три характерные отметки времени. Это момент начала слышимости аппарата, момент пролета над контрольной точкой и момент окончания слышимости аппарата. Обработка измеренного сигнала заключалась в сравнении уровней фонового шума с уровнями шума аппарата в моменты начала и окончания слышимости.

Было получено, что критерием (условием) аудиозаметности БВС самолетного типа может служить выражение:

$$\Delta L_a = L_{\text{ЛА}} - L_{\text{фона}} \geq 3 \text{ дБА},$$

где $L_{\text{фона}}$ – суммарный уровень природного фона, скорректированный по шкале «А» стандартного шумомера, $L_{\text{ЛА}}$ – суммарный уровень шума ЛА на местности в единицах дБА.

Т.е. когда суммарный уровень шума ЛА на 3 дБА становится выше уровня фонового шума, то ЛА становится слышимым. Отметим, что эксперимент выполнялся в условиях аэродрома базирования малой авиации при субъективном отсутствии фоновых источников шума техногенного происхождения. При проведении испытаний при наличии фоновых шумов другого уровня величина критерия может существенно отличаться от установленного в рамках настоящего эксперимента значения.

4. Исследование влияния эффекта маскировки на слышимость малоразмерного БВС с поршневым двигателем

При выполнении горизонтального полета БВС Птеро-G0 наблюдатель на шумомере делал три характерные отсечки времени – это момент начала слышимости БВС, момент полета над контрольной точкой (микрофоном) и момент окончания слышимости. Моменты начала и окончания слышимости сравнивались с теми же моментами, но на основе прослушивания записанного звукового сигнала (рис. 5). Маскирующий эффект оценивался как разница по времени между моментом начала слышимости, отмеченным наблюдателем во время летных испытаний, и моментом начала слышимости при прослушивании аудиозаписей. Для участка удаления БВС от контрольной точки, эффект маскировки оценивался как разность по времени между моментом окончания слышимости БВС при прослушивании аудиозаписей и моментом окончания слышимости БВС при испытаниях.

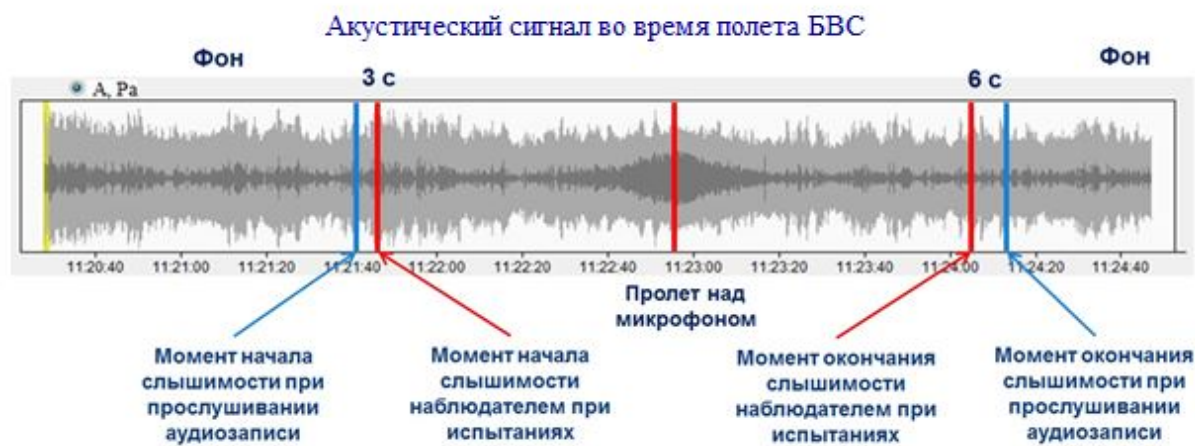


Рис. 5. Пример обработки сигнала при исследовании эффекта маскировки

На основе выполненного анализа получены следующие результаты:

1. Для участков приближения и удаления БВС наблюдается значительная маскировка шума БВС окружающим шумом для наблюдателя.

2. В среднем для всех горизонтальных полетов эффект составляет 3 секунды для участка приближения и 6 секунд для участка удаления БВС от контрольной точки. Существенное различие объясняется диаграммой направленности шума БВС, максимум которого соответствует излучению в заднюю полусферу.

3. Наибольший маскирующий эффект наблюдается при высоких скоростях ветра 5-6 м/с, и как следствие высоких уровнях фонового шума, и составляет до 15 секунд.

Представленные результаты могут быть использованы в рамках методики оценки границ слышимости аналогичных БВС самолетного типа с поршневыми двигателями.

Заключение

Рассмотрена проблема маскировки шума винтовых беспилотных воздушных судов фоновым шумом окружающей среды. Выполнен аналитический обзор работ выполняемых в рамках психофизиологической акустики по тематике маскировки шума движущихся источников для наблюдателей. Рассмотрены спектральные характеристики шума винтовых БВС, а также фонового шума окружающей среды.

Представлены результаты авторских исследований, направленных на определение критерия аудиозаметности винтовых летательных аппаратов самолетного типа. Изучено влияние эффекта маскировки шума БВС фоновым шумом окружающей среды.

Список литературы

1. Мошков П.А., Остриков Н.Н., Самохин В.Ф. О проблеме шума на местности винтовых беспилотных летательных аппаратов // Труды всероссийской акустической конференции. – СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС. – 2020. – С. 582-588.
2. Мошков П.А. Прогнозирование и снижение шума на местности легких винтовых самолетов: Дис. канд. техн. наук. – М.: МАИ. – 2015. – 143 с.
3. Кажан В.Г., Мошков П.А., Самохин В.Ф. Природный фон при проведении акустических испытаний самолетов на аэродроме базирования малой авиации // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. – 2015. – № 7. – С. 146-170.
4. Мошков П.А., Самохин В.Ф., Яковлев А.А. Выбор критерия слышимости беспилотных летательных аппаратов с винтомоторной силовой установкой // Изв. вузов. Авиационная техника. – 2018. – № 2. – С 3-9.
5. Дмитриев В.Г., Самохин В.Ф. Комплекс алгоритмов и программ для расчета шума самолетов на местности // Ученые записки ЦАГИ. – 2014. – Т. 45. – № 2. – С. 137-157.
6. Афанасьев В.А., Дегтярев Г.Л., Мещанов А.С. Формирование программных пространственных траекторий полета беспилотных летательных аппаратов // Изв. вузов. Авиационная техника. – 2017. – № 3. – С. 29-37.
7. Moshkov P., Ostrikov N., Samokhin V., Valiev A. Study of Ptero-G0 UAV Noise with Level Flight Conditions // 25th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference. – 2019. – AIAA Paper. – №. 2019-2514.
8. Гончаренко Б.И., Кузьменков В.Ю., Котов А.Н. Экспериментальное исследование особенностей формирования спектра шумов беспилотного летательного аппарата // Noise Theory and Practice. – 2020. – Т. 6. – № 4 (22). – С. 49-59.
9. Заславский Ю.М., Заславский В.Ю. Акустический шум низколетящего квадрокоптера // Noise Theory and Practice. – 2019. – Т. 5. – № 3 (17). – С. 21-27.
10. Самохин В.Ф., Остроухов С.П., Мошков П.А. Экспериментальное исследование источников шумности беспилотного летательного аппарата с винтокольцевым движителем в толкающей компоновке // Труды МАИ. 2013. выпуск № 70. [электронный ресурс] – Режим доступа. – URL: <http://trudymai.ru/published.php?ID=44459> (дата обращения 25.11.2013).
11. Moshkov P., Samokhin V., Yakovlev A. About the community noise problem of the light propeller aircraft // Akustika. – 2019. – Vol. 34. – P. 68-73.
12. Мошков П.А. Исследование вихревого шума вращающихся лопастей // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Ест. науки. – 2020. – № 2 (89). – С. 85-98.
13. Малинина Е.С. Влияние предварительной стимуляции широкополосным шумом на восприятие приближения и удаления источника звука. Эффект пространственной

области // Журнал эволюционной биохимии и физиологии. – 2014. – Т. 50. – № 1. – С. 59-68.

14. Малинина Е.С. Асимметрия и пространственная специфичность слухового последствия после адаптации к сигналам, имитирующим приближение и удаление источника звука // Журнал эволюционной биохимии и физиологии. – 2014. – Т. 50. – № 5. – С. 369-380.

15. Малинина Е.С., Андреева И.Г. Слуховое последствие приближения и удаления источника звука: зависимость от траектории и области предъявления адаптирующих стимулов // Журнал эволюционной биохимии и физиологии. – 2013. – Т. 49. – № 3. – С. 211-223.

16. Андреева И.Г., Малинина Е.С. Последствие приближающихся и удаляющихся источников звука // Физиология человека. – 2010. – Т. 36. – № 3. – С. 48-54.

17. Андреева И.Г., Вартанян И.А. Маскирующее влияние белого шума на временные параметры слуховой локализации радиально движущихся источников // Физиология человека. – 2004. – Т. 30. – № 2. – С. 38-44.

18. Андреева И.Г., Альтман Я.А. Пороговая длительность звуковых сигналов при восприятии человеком радиального движения звукового образа различного азимутального направления // Сенсорные системы. – 2000. – Т. 14. – № 1. – С. 11-17.

19. Андреева И.Г., Вартанян И.А. Иллюзии приближения и удаления источника звука в условиях интернализованного шума // Сенсорные системы. – 2009. – Т. 23. – № 3. – С. 219-228.

20. Альтман Я.А. Локализация движущегося источника звука. – Л.: Наука. – 1983. – 176 с.

21. Martinez-Carranza J., Rascon C. A Review on Auditory Perception for Unmanned Aerial Vehicles // Sensors. – 2020. – Vol. 20. P. 7276.

22. Hoglund E. et al. Auditory Acuity for Aircraft in Real-World Ambient Environments // The Journal of the Acoustical Society of America. – 2010. – Vol. 128. – №. 1. – P. 164-171.

23. Буторина М.В., Тюрина Н.В., Иванов Н.И., Санников В.А. Классификация автомобильных дорог по уровням шума // Noise Theory and Practice. – 2020. – Т. 6. – № 4 (22). – С. 22-32.

References

1. Moshkov P.A., Ostrikov N.N., Samokhin V.F. On the community noise problem of the propeller-driven unmanned aerial vehicles // Trudy konferentsii. – Saint Petersburg. Politekhpress. – 2020. – P. 582-588.

2. Moshkov P.A. Prediction and reduction community noise of light propeller aircrafts // PhD thesis. Moscow. MAI. – 2015. – 143 p.

3. Kazhan V.G., Moshkov P.A., Samokhin V.F. Ambient Background Noise under Acoustic Tests of Aircrafts at the Local Aerodrome // Science and Education of the Bauman MSTU. – 2015. – № 7. – P. 146-170.

4. Moshkov P.A., Samokhin V.F., Yakovlev A.A. Selection of an audibility criterion for propeller driven unmanned aerial vehicle // Russian Aeronautics. – 2018. – Vol. 61. – № 2. – P. 149-155.

5. Dmitriev V.G., Samokhin V.F. Complex of algorithms and programs for calculation of aircraft noise // TsAGI Science Journal. – 2014. – Vol. 45. – №. 3-4. – P. 367-388.

6. Afanas'ev V.A., Degtyarev G.L., Meshchanov A.S. Formation of programmed spatial flight trajectories of unmanned aerial vehicles // Russian Aeronautics. – 2017. – Vol. 60. – № 3. P. 29-37.

-
7. Moshkov P., Ostrikov N., Samokhin V., Valiev A. Study of Ptero-G0 UAV Noise with Level Flight Conditions // 25th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference. – 2019. – AIAA Paper. – №. 2019-2514.
8. Goncharenko B.I., Kuzmenkov V.Yu., Kotov A.N. Experimental study of the peculiarities of the formation of the noise spectrum of the unmanned aircraft // Noise Theory and Practice. – 2020. – Vol. 6. – № 4 (22). – P. 49-59.
9. Zaslavsky Yu.M., Zaslavsky V.Yu. Acoustic noise of a low flying quadcopter // Noise Theory and Practice. – 2019. – Vol. 5. – № 3 (17). – P. 21-27.
10. Samokhin V.F., Ostroukhov S.P., Moshkov P.A. Experimental study of noise sources of an unmanned aerial vehicle with ducted propeller in a pushing configuration // Trudy MAI. – 2013. – №. 70. [electronic resource] – Available at – URL: <http://trudymai.ru/published.php?ID=44459> (date of the application 25.11.2013).
11. Moshkov P., Samokhin V., Yakovlev A. About the community noise problem of the light propeller aircraft // Akustika. – 2019. – Vol. 34. – P. 68-73.
12. Moshkov P.A. Study of vortex noise of rotating blades // Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Natural Science. – 2020. – № 2 (89). – P. 85-98.
13. Malinina E.S. Perception of approaching and withdrawing sound sources after exposure to broadband noise: The importance of spatial domain // Journal of Evolutionary Biochemistry and Physiology. – 2014. – Vol. 50. – № 1. – P. 66-76.
14. Malinina E.S. Asymmetry and spatial specificity of auditory aftereffects following adaptation to signals simulating approach and withdrawal of sound sources // Journal of Evolutionary Biochemistry and Physiology. – 2014. – Vol. 50. – № 5. – P. 421-434.
15. Malinina E.S., Andreeva I.G. Auditory aftereffects of approaching and withdrawing sound sources: dependence on the trajectory and location of adapting stimuli // Journal of Evolutionary Biochemistry and Physiology. – 2013. – Vol. 49. – № 3. – P. 316-329.
16. Andreeva I.G., Malinina E.S. Auditory motion aftereffects of approaching and withdrawing sound sources // Human Physiology. – 2010. – Vol. 36. – № 3. – P. 290-294.
17. Andreeva I.G., Vartanyan I.A. White Noise Masks Some Temporal Parameters of the Auditory Localization of Radially Moving Targets // Human Physiology. – 2004. – Vol. 30. – №. 2. P. 159-165.
18. Andreeva I.G., Al'tman Ya.A. Porogovaya dlitel'nost' zvukovykh signalov pri vospriyatii chelovekom radial'nogo dvizheniya zvukovogo obraza razlichnogo azimutal'nogo napravleniya // Sensornye sistemy. – 2000. – Vol. 14. – № 1. – P. 11-17.
19. Andreeva I.G., Vartanyan I.A. Illyuzii priblizheniya i udaleniya istochnika zvuka v usloviyakh internalizovannogo shuma // Sensornye sistemy. – 2009. – Vol. 23. – № 3. – P. 219-228.
20. Al'tman Ya.A. Lokalizatsiya dvizhushchegosya istochnika zvuka. – Leningrad. Nauka. – 1983. – 176 p.
21. Martinez-Carranza J., Rascon C. A Review on Auditory Perception for Unmanned Aerial Vehicles // Sensors. – 2020. – Vol. 20. P. 7276.
22. Hoglund E. et al. Auditory Acuity for Aircraft in Real-World Ambient Environments // The Journal of the Acoustical Society of America. – 2010. – Vol. 128. – №. 1. – P. 164-171.
23. Butorina M.V., Tyurina N.V., Ivanov N.I., Sannikov V.A. Classification of roads by noise levels // Noise Theory and Practice. – 2020. – Vol. 6. – № 4 (22). – P. 22-32.

УДК: 62-144.3
OECD: 2.11

Основные психоакустические характеристики качества звука системы выпуска автомобиля

Чертищев А.Н.^{1*}, Надарейшвили Г.Г.², Юдин С.И.³

¹ Заведующий сектором Управления антитоксичных систем и шумоглушения

² К.т.н., начальник Управления антитоксичных систем и шумоглушения

³ Начальник отдела Управления антитоксичных систем и шумоглушения
^{1,2,3} ФГУП “НАМИ”, г. Москва, РФ

Аннотация

В статье рассмотрены основные психоакустические характеристики качества газодинамического звука системы выпуска автомобиля. Описание характеристик и их определение по используемым стандартам. Обозначены специальные психоакустические характеристики системы выпуска в зависимости от оборотов коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания и времени. Рассмотрена взаимосвязь психоакустических характеристик с субъективной оценкой по акустическому восприятию. В качестве примера представлена расчетная регрессионная модель, по субъективной оценке, “спортивного” звучания в зависимости от психоакустических характеристик. Приведен расчет характеристик приятного восприятия звука и психоакустического раздражения. Представлены, в качестве примеров, графики психоакустических параметров систем выпуска в зависимости от оборотов коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания различных автомобилей на режиме разгона.

Ключевые слова: психоакустические характеристики, регрессионный анализ, психоакустическое раздражение, качество звука, система выпуска.

The main psychoacoustic characteristics of the sound quality of the vehicle exhaust system

Chertishchev A.N.^{1*}, Nadareishvili G.G.², Yudin S.I.³

¹ Head of the sector of Antitoxic Systems and Noise Suppression

² PhD, head of the department of Antitoxic Systems and Noise Suppression

³ Head of the department of Antitoxic Systems and Noise Suppression

^{1,2,3} FSUE “NAMI”, Moscow, Russia

Abstract

In the article review the main psychoacoustic characteristics of the quality for the gas-dynamic sound of the vehicle exhaust system. Description of the characteristics and their determination using the standards. Denote the special psychoacoustic characteristics of the exhaust system depending on the crankshaft speed of the internal combustion engine and time. Review the relationship between psychoacoustic characteristics and subjective assessment of acoustic perception. As an example, a computational regression model on the subjective assessment of “sportiveness” sound depending on psychoacoustic characteristics. Provide the calculation of characteristics of pleasant sound perception and psychoacoustic annoyance. As examples, review the graphs of psychoacoustic parameters of exhaust systems depending on the crankshaft speed of the internal combustion engine of various cars in the acceleration mode.

*E-mail: aleksei.chertishchev@nami.ru (Чертищев А.Н.)

Keywords: *psychoacoustic characteristics, regression analysis, psychoacoustic annoyance, sound quality, exhaust system.*

Введение

Шум от автомобиля становится все более серьезной проблемой. В городской среде важной целью является снижение раздражающего шума. В настоящее время предъявляются требования к снижению уровня шума, но не рассматриваются характеристики качества звука. Поэтому следует обращать внимание на качество звука автомобиля, которому уделяется мало внимания. Одним из направлений по оценке качества звука автомобиля является газодинамический звук системы выпуска. Подходы к оценке качества звука системы выпуска практически не рассматриваются, а психоакустические характеристики мало исследованы. Необходим комплексный подход по определению, выбору и измерению психоакустических характеристик системы выпуска. На этапе проектирования систем выпуска оценка конструкции по качеству звука напрямую зависит от психоакустических характеристик. В связи с этим необходимо рассмотреть вопрос по каким основным психоакустическим характеристикам проводят исследование по качеству газодинамического звука для системы выпуска автомобиля по внешнему шуму.

1. Основные психоакустические характеристики качества звука для системы выпуска

Газодинамический звук системы выпуска автомобиля относится к психоакустическим характеристикам качества звука.

1.1. Громкость звука (*Loudness*)

Громкость звука-субъективное восприятие интенсивности звука и зависит от звукового давления (интенсивности звука) и частоты звуковых колебаний. Единицей абсолютной шкалы громкости является сон (*son*). Громкость в 1 сон - это громкость непрерывного чистого синусоидального тона частотой 1кГц и с уровнем звукового давления 40 дБ. Общее значение громкости по Цвикеру N (в сонах) для системы выпуска в режиме холостого хода двигателя и движения автомобиля с постоянной скоростью [1]:

$$N = \int_0^{24Bark} N' dz \quad (1)$$

где z – *Bark* (Барк) - номер критической частотной полосы по шкале Барка от 0 до $24Bark$. $Bark = 13 \arctan(0,00076f) + 3,5 \arctan((f/7500)^2)$ [2]; $N' dz$ - функция распределения “удельной” громкости N' (*specific loudness* [sones/bark]) по шкале Барка от 0 до $24Bark$; f - частота, Гц.

Громкость для стационарного сигнала звука определяется по ISO 532B [1].

Для системы выпуска в режиме разгона автомобиля также параметром качества газодинамического звука является волатильность изменения громкости в зависимости от оборотов коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания и времени (*Time Varying Loudness vs RPM*). Изменение громкости звука во временном диапазоне в зависимости от оборотов коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания определяется по DIN45631/A1 [3].

1.2. “Резкость” звука (*Sharpness*)

“Резкость” является значением высокочастотного звука. Чем больше высоких частот, тем “резче” звук. Как правило, “резкость” увеличивается за счет добавления высоких частот и уменьшается за счет добавления низких частот. Единица измерения “резкости” асим. “Резкость” в один асим создается одной критической полосой звука с центром в 1кГц, имеющий уровень 60 дБ.

Значение “резкости” звука по Цвикеру для системы выпуска в режиме холостого хода двигателя и движения автомобиля с постоянной скоростью [1]:

$$S = 0,11 \frac{\int_0^{24Bark} N' g(z) z dz}{\int_0^{24Bark} N' dz} a_{sim} \quad (2)$$

Значение “взвешанной” функции $g'(z)$ равно единице для критических частотных полос от 0 до 16 Барк и возрастает до значения 4,0 к моменту достижения 24 Барк.

Для системы выпуска в режиме разгона автомобиля параметром газодинамического звука также является волатильность изменения “резкости” звука в зависимости от оборотов коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания и времени (Time Varying Sharpness vs RPM). Изменение “резкости” звука во временном диапазоне определяется по DIN45692 [3].

1.3. “Грубость” звука (*Roughness*)

“Грубость” звука количественно определяет субъективное восприятие амплитудной модуляции звука (с частотой амплитудной модуляции (f_{mod}) от 20 Гц до 300 Гц), эффект которой присутствует в звуке. Модуляция звука – это процесс объединения звукового сигнала, различной формы. Итоговый звуковой сигнал, в самом простом случае, формируется несущей волной и модулирующей волной, изменяющая несущую волну.

Многочастотные тоны, присутствующие в звуке, конструктивно и деструктивно мешают друг другу, вызывая модуляцию. Например, если тон 100 Гц и тон 120 Гц одинаковой амплитуды воспроизводятся в одно и тоже время (т.е. суммируются), они создают амплитудную модуляцию 20 Гц, т.е. 20 модуляций в секунду. Эта частота модуляции основана на разнице в частоте и не зависит от фактических задействованных частот.

Амплитудно-модулированные сигналы, присутствующие в звуке, звучат “грубо” для человеческого уха. Единица измерения “грубости” звука asper. Один asper определяется как “грубость” звука, создаваемая тоном 1000 Гц в 60 дБ со 100% частотой амплитудной модуляции 70 Гц.

Значение “грубости” звука [1]:

$$R \sim f_{mod} \int_0^{24Bark} \Delta L_E(z) dz \quad (3)$$

где L_E – глубина колебаний шаблона временной маскировки, создаваемого модулированным звуком; f_{mod} – частота амплитудной модуляции.

1.4. Степень флуктуации (*Fluctuation strength*)

Степень флуктуации аналогична “грубости” звука, но количественно определяет субъективное восприятие амплитудной модуляции звука с частотой амплитудной модуляции до 20 Гц.

Единица измерения Степени флуктуации *vasil*. Один *vasil* определяется как степень флуктуации, создаваемая тоном 1000 Гц в 60 дБ со 100% частотой амплитудной модуляцией 4 Гц.

Значение Степени флуктуации [1]:

$$F \sim \frac{\Delta L}{(f_{mod}/4Hz) + (4Hz/f_{mod})} \quad (4)$$

где ΔL – глубина колебаний шаблона временной маскировки, создаваемого модулированным звуком; f_{mod} – частота амплитудной модуляции.

1.5. Тональность (*Tonality*)

Звук, который концентрируется в узкой части спектра или содержит высокую долю энергии на одной частоте относится к тональному звуку. Тональность используется для определения состоит ли звук из тональных составляющих. Измеряется относительная сила тонов в сигнале по сравнению с общим сигналом. Единица измерения тональности *tu*. Чистый тон 1кГц на 60 дБ дает тональность 1 *tu*.

Для оценки тональности звука системы выпуска в режиме холостого хода двигателя внутреннего сгорания и движения автомобиля с постоянной скоростью использование меры звука как децибел недостаточно для характеристики тонов. Вместо этого используют метрику “отношение тон/шум” (Tone-to-Noise Ratio) для количественной оценки присутствия отчетливо слышимых тонов в звуковом сигнале.

Оценку психоакустического восприятия тональности звука в зависимости от оборотов коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания и времени в режиме разгона автомобиля определяют методом *Tonality (Hearing Model) vs. Time or RPM*. Данный метод отображает зависимости частоты от времени и частоты от времени с максимальной тональностью, а также возможность устанавливать пороговое значение слышимости тона [4].

В качестве примеров на рис.1 представлены графики по психоакустическим параметрам системы выпуска 4-х автомобилей (Car A, Car B, Car C и Car D) с трехцилиндровым поршневым двигателем внутреннего сгорания в зависимости от оборотов коленчатого вала двигателя в режиме разгона [5].

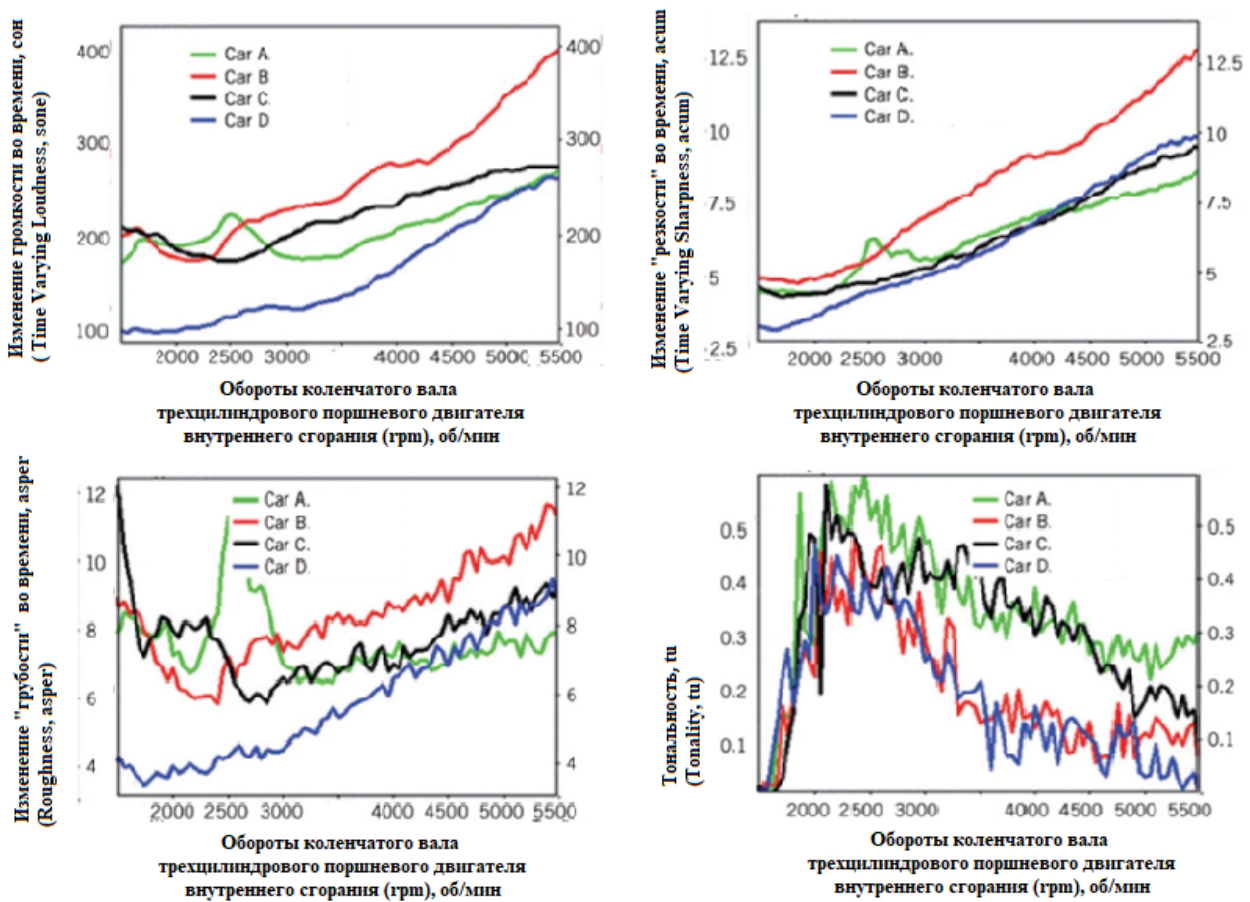


Рис. 1. Психоакустически параметры системы выпуска автомобилей

На графиках автомобили Car A и Car C представлены с одинаковым объемом двигателя и номинальной мощностью. Автомобиль Car B с объемом двигателя как у автомобилей Car A и Car C, но с менее низкой номинальной мощностью. И автомобиль Car C с большим объемом двигателя, чем у автомобилей Car A, Car B, Car C и с номинальной мощностью как у автомобиля Car B. Если сравнивать газодинамический звук системы выпуска автомобилей по громкости, то тихим автомобилем будет Car D.

2. Психоакустическое раздражение и приятное восприятие звука

2.1. Психоакустическое раздражение (Psychoacoustic annoyance)

Модель психоакустического раздражения от звука по Цвикеру объединяет несколько психоакустических характеристик в одну характеристику для количественного определения раздражения в тонах (sones) по формуле [1]:

$$PA = L \left(1 + \sqrt{\left(\frac{3(S - 1,75) \log(L + 10)}{4} \right)^2 + \left(\frac{2,18(0,4F + 0,6R)}{L^{0,4}} \right)^2} \right) \quad (5)$$

где L – громкость звука (Loudness); S – “резкость” звука (Sharpness); F – степень флуктуации звука (Fluctuation strength); R – “Грубость” звука (Roughness).

Недостатком данной формулы является то, что не учитывается тональность в психоакустическом раздражении. Необходимо исследование с учетом тональности звука.

2.2. Приятное восприятие звука (*Sensory Pleasantness*)

Приятное восприятие звука - противоположность ощущению “резкости” звука. Оно также зависит от громкости, “грубости”, Степени флуктуации и тональности звука. Взаимосвязь между ними определяется по формуле Цвикера и Фастля [1]:

$$\frac{P}{P_0} = e^{-0,7R/R_0} e^{-1,08S/S_0} (1,24 - e^{-2,43T/T_0}) e^{-(0,023N/N_0)^2} \quad (6)$$

где P_0, N_0, S_0, R_0 и T_0 соответственно приятное восприятие, громкость, “резкость”, “грубость”, Степень флуктуации и тональность эталонного звука. В качестве эталонного звука можно принимать звук аналогов системы выпуска автомобилей.

Психоакустические характеристики качества звука относятся к объективным показателям (метриками) качества звука. Комбинация данных по объективным и субъективным показателям используется для создания модели субъективного восприятия качества звука. Эта модель определяется с использованием методов регрессионного анализа. Например, для автомобилей с дизельным двигателем расчетная регрессионная модель “спортивного” звучания в режиме холостого хода двигателя может иметь вид [6]:

$$\eta_{idle} = -6,29 + 0,1L + 0,67F + 0,93S \quad (7)$$

где L, F и S обозначаются как громкость, степень флуктуации и “резкость” звука соответственно, а η_{idle} субъективная оценка восприятия звука. В зависимости от решения задачи по качеству звука могут включены все характеристики в расчетную регрессионную модель.

Как видно из модели выбор характеристик качества газодинамического звука системы выпуска автомобиля зависит от соотношения между ними.

Заключение

Рассмотренные основные психоакустические характеристики относятся к системе выпуска автомобиля и являются малоизученными. Необходимы исследования данных характеристик по внешнему шуму. Отсутствует общий систематизированный подход, а также методики по оценке качества газодинамического звука системы выпуска. В основном производители используют свои внутренние методики по прогнозированию и разработке качества звука для системы выпуска. Возникает задача в исследовании и разработке методики по оценке и улучшению качества газодинамического звука на стадии проектирования системы выпуска и при ее настройке. Важными параметрами являются целевые значения по каждой характеристике качества газодинамического звука, которые должны быть стандартизированы для различных классов автомобилей. Формирование целевых значений должно быть на взаимосвязи объективных и субъективных оценок, а также на исследовании автомобилей аналогов. Дальнейшим направлением является разработка методики по определению и расчету психоакустических характеристик качества газодинамического звука для системы выпуска автомобиля с использованием средств программного пакета Siemcenter Test.Lab.

Список литературы

1. E.Zwicker, H.Fastl. Psychoacoustics: Facts and Models//Springer.-Munich, Germany, 2007

2. Bark scale. URL: https://en.wikipedia.org/wiki/Bark_scale (дата обращения 02.02.2021).
3. M.Panza. A review of experimental techniques for NVH analysis on a commercial vehicle// Journal Energy Procedia 82(2015)1017-1023.
4. Using the new psychoacoustic tonality analyses//Head acoustics GmbH.-Application Note-07/18. URL: https://cdn.head-acoustics.com/fileadmin/data/global/Application-Notes/SVP/Application-Note-Tonality_Hearing_Model_e.pdf (дата обращения 04.02.2021).
5. N.Driot, N.Michel, V.Goigoux and D.Wiemeler. Tilepape sound quality in a three-cylinder engine// Journal Vehicle Technology-January 2010.
6. J.Garcia, J.Iturbe and J.Planas. Exhaust Noise Design Based on Psycho-Acoustic Parameters//FISITA Word Automotive Congress.-Seoul, Korea, June 12-15, 2020

References

1. E.Zwicker, H.Fastl. Psychoacoustics: Facts and Models//Springer.-Munich, Germany, 2007
2. Bark scale. URL: https://en.wikipedia.org/wiki/Bark_scale (date of the application 02.02.2021).
3. M.Panza. A review of experimental techniques for NVH analysis on a commercial vehicle// Journal Energy Procedia 82(2015)1017-1023.
4. Using the new psychoacoustic tonality analyses//Head acoustics GmbH.-Application Note-07/18. URL: https://cdn.head-acoustics.com/fileadmin/data/global/Application-Notes/SVP/Application-Note-Tonality_Hearing_Model_e.pdf (date of the application 04.02.2021).
5. N.Driot, N.Michel, V.Goigoux and D.Wiemeler. Tilepape sound quality in a three-cylinder engine// Journal Vehicle Technology-January 2010.
6. J.Garcia, J.Iturbe and J.Planas. Exhaust Noise Design Based on Psycho-Acoustic Parameters//FISITA Word Automotive Congress.-Seoul, Korea, June 12-15, 2020

УДК: 534.6
OECD: 01.03.AA

Применение доплеровского смещения частоты для определения скорости воздушных судов по акустическим измерениям на местности

Дроздов С.В.

Научный сотрудник, ФГБУ ГНЦ ФМБЦ им. А.И. Бурназяна ФМБА России,
г. Москва, РФ

Аннотация

Представлены результаты использования доплеровского смещения частоты для определения путевой скорости воздушного судна (ВС) по измерениям параметров шума на местности. Погрешность расчета скорости воздушного судна, по зарегистрированным значениям доплеровского смещения частоты спектральных компонент равных уровней звукового давления в одной точке на местности, составила менее 10% как для турбовинтовых, так и для реактивных ВС. Для уменьшения погрешности расчета скорости воздушного судна необходимо учесть влияние интерференции прямой и отраженной от земной поверхности звуковой волны, а также изменения скорости распространения звука воздушного судна в зависимости от высоты полета. Для расчета границ подзон приаэродромных территорий в гражданской авиации используют материалы международной базы данных шумовых и летно-технических характеристик ВС. Для государственной авиации не существует единой базы летно-технических характеристик ВС. Применение доплеровского смещения частоты при измерениях позволит корректно определять путевую скорость, тем самым восполнит пробелы в исходных данных, необходимых, в частности, для расчета санитарно-защитных зон аэродромов, эксплуатирующих ВС с неизвестными шумовыми характеристиками.

Ключевые слова: акустические измерения, скорость воздушного судна, эффект Доплера, авиационный шум, нормирование, зонирование приаэродромных территорий, защита окружающей среды.

Application of Doppler frequency shift to determine aircraft speed from acoustic measurements on the ground

Drozдов S.V.

Research fellow, State Research Center - Burnasyan Federal Biophysical Center of Federal Medical Biological Agency, Moscow, Russia

Abstract

The results of the Doppler frequency shift application for determining the ground speed of an aircraft from measurements of noise parameters on the ground are presented. It is shown that the application of methods for determining the speed for civil aviation is often not applicable to the aircraft of state aviation. The error in determining the speed of an aircraft, based on measurements of the Doppler level of the frequency of spectral components of equal sound pressure levels at one point on the ground, which are less than 10% for turboprop and jet aircraft. To reduce the error in determining the speed of the aircraft, it is necessary to take into account

the influence of the interference of the direct and reflected from the earth's surface sound waves, as well as changes in the speed of sound propagation of the aircraft depending on the flight altitude. The use of Doppler with frequency violation during measurements allows to correctly determine the ground speed, thereby filling in the gaps in the initial data necessary, in particular, for calculating the sanitary protection zones of aerodromes operating aircraft with unknown noise characteristics.

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

Введение

В настоящее время наиболее неблагоприятным фактором, воздействующим на авиационных специалистов и население, проживающее на территориях, прилегающих к аэродромам, является авиационный шум[1]. Имеются многочисленные данные о вредном влиянии авиационного шума на организм человека[4,5,6,7]. Так, по данным исследований [2] нарушения состояния здоровья и повышенная смертность отмечены у населения, проживающего рядом с аэродромами.

Для уменьшения неблагоприятного воздействия авиационного шума и определения шумовой обстановки на прилегающих к аэродромам территориях в соответствии с действующими санитарно-эпидемиологическими нормативами осуществляется шумовое зонирование приаэродромных территорий. Расчет контуров авиационного шума осуществляется по двум параметрам – эквивалентным и максимальным уровням звука. Для таких расчетов необходимо знать продолжительность шумового воздействия, зависящую от скорости ВС[8].

В современной практике для расчета границ подзон приаэродромных территорий в гражданской авиации используют материалы международной базы данных шумовых и летно-технических характеристик ВС. Для ВС государственной авиации соответствующих баз данных не существует.

При расчете границ подзон приаэродромных территорий аэродромов государственной авиации в большинстве случаев не представляется возможным получить летно-технические характеристики ВС, такие как скорость ВС, положение ВС в пространстве. Таким образом, разработка новых методов определения скорости и пространственного положения воздушных судов является актуальной междисциплинарной задачей.

В гражданской авиации для расчета скорости и положения ВС в пространстве используют дифференциальные системы глобального позиционирования (DGPS), радиолокационное сопровождение, метод теодолитной триангуляции или масштабный фотометод[3]. В настоящее время акустических методов определения скорости и пространственного положения ВС не существует. Расчет скорости ВС, основанный на измерении максимумов эквивалентных уровней звука или звукового давления в двух точках, разнесенных в пространстве, приводит к большим погрешностям за счёт размытости пиков УЗ или УЗД[10]. Использование спектрально-временных характеристик сигнала (СРВ анализ) для определения скорости ВС представляется наиболее перспективным акустическим методом, т.к. обладает минимальной погрешностью.

1. Материалы и методы

Акустические измерения на местности проводились на территории, прилегающей к аэродрому, вдали от жилой застройки.

В качестве измерительных средств использован шумомер Type 2250 с микрофоном Bruel & Kjaer Type 4193 оснащенным ветрозащитным колпаком. Микрофон размещали мембраной вверх, на высоте 1,5 метра от земли. При помощи навигационных устройств осуществлялось определение координат микрофонов и расстояния от микрофонов до линии пути ВС. Также были получены от штурманской службы значения путевой скорости и высоты полета для семи ВС. Во время исследований угол тангажа ВС составлял 0 градусов, т.е. параллельно земле, таким образом имелась возможность точного определения ВС относительно положения микрофона.

Скорость ВС рассчитывали по доплеровскому смещению частоты спектральных компонент равных УЗД. При приближении ВС к микрофону, в соответствии с эффектом Доплера частоты равных УЗД увеличиваются, а при удалении - уменьшаются. Предполагается, что в процессе пролета ВС вблизи микрофона, спектр излучения не изменяется, а изменяются только регистрируемые частоты равных УЗД в соответствии с эффектом Доплера. Построение изолиний равных УЗД образует коническую фигуру. Вершина конуса соответствует времени минимального расстояния между измерительным микрофоном и ВС. Для расчета скорости ВС использовали короткие временных интервалов, в течении которых частота увеличивается или уменьшается.

2. Результаты исследования

Сигнал, записанный при пролете ВС анализировался методом СРВ-анализа (Constant Percentage Bandwidth) в фиксированные промежутки времени, равные 100 мс, 300 мс, 500 мс, 1 с. СРВ-анализ проводился с шириной полосы пропускания, равной $1/24$ октавы. В результате анализа был получен массив значений УЗД в зависимости от времени и частоты. На рисунке 1а приведены результаты визуализации СРВ-анализа пролета реактивного самолета.

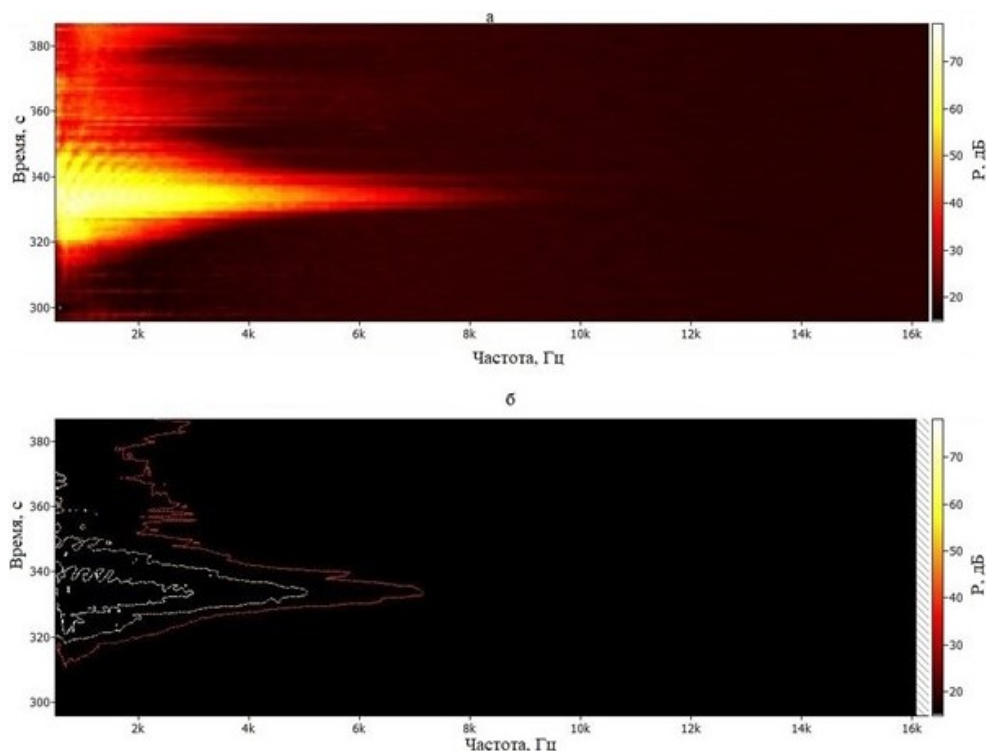


Рис. 1. СРВ анализ шума реактивного ВС с шириной полосы $1/24$ октавы относительно времени пролета

При приближении ВС к измерительному микрофону частота увеличивается, а при удалении – снижается. На нижнем графике (б) представлены изолинии равного звукового давления. Как видно из графика линии равного уровня представляют собой конус, вершина которого соответствует точке максимального сближения ВС с измерительным микрофоном.

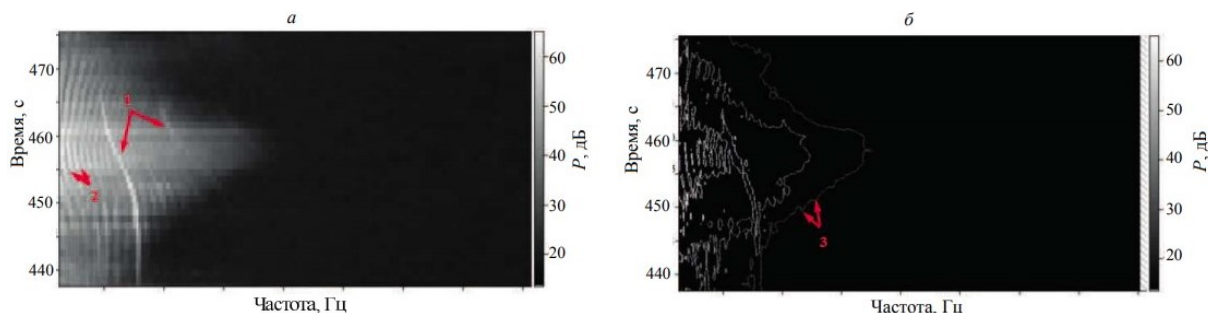


Рис. 2. CPW анализ шума ВС с шириной полосы 1/24 октавы относительно времени пролета

Для определения скорости ВС режим усреднения выбран равным 1 с, что приводит к более сглаженным изолиниям равного давления, чем при интервалах 100, 300 и 500 мс. Для снижения помехового действия постороннего шума, спектр анализировался в диапазоне частот от 1 кГц до 16 кГц. На рис. 2, а: стрелкой 1 показаны интерференционные полосы, возникающие в результате взаимодействия прямой и отраженной от земли волны, стрелкой 2 показаны тональные компоненты, стрелкой 3 показана неравномерность изолиний, вызванная интерференционными полосами[9].

Определение точного времени максимального сближения ВС с измерительным микрофоном усложнено зашумленностью исходного сигнала, что может быть вызвано неравномерностью диаграммы направленности акустического излучения ВС. Для нивелирования шумов кривые изолиний экстраполировались вблизи точки максимального сближения на разных сторонах конуса, соответствующих приближению или отдалению ВС. Точка пересечения сглаженных образующих конуса соответствует времени максимальному сближению ВС с микрофоном.

После нахождения времени максимального сближения для четырех временных интервалов с известным значением частоты равных УЗД, рассчитаны скорости ВС в соответствии с уравнением, описывающим эффект Доплера от приближающегося или удаляющегося источника звука:

$$f_0 = \frac{f_n}{1 \pm \frac{v \cdot \cos \theta}{u}}; \quad \cos \theta = \frac{v \cdot (t_0 - t_n)}{\sqrt{v^2 \cdot (t_0 - t_n)^2 + r^2 + h^2}}, \quad (1)$$

где t_n, f_n - время и частота, определяемая по изолинии равного звукового давления, f_0 - частота, регистрируемая при максимальном сближении ВС с микрофоном, r - кратчайшее расстояние от микрофона до линии пути ВС, h - высота полета ВС, v - расчетная путевая скорость ВС, u - скорость звука в воздухе (в расчетах принято $u = 340$ м/с), θ - текущий угол между пролетающим ВС и измерительным микрофоном.

В таблице 1 приведены результаты расчетов [10] путевых скоростей ВС и их сопоставление со значениями скорости ВС, полученными непосредственно от диспетчеров.

Таблица 1

Расчетная и путевая скорость ВС

Характеристика	Номер пролета						
	1	2	3	4	5	6	7
Путевая скорость ВС, м/с	111	111	103	111	106	97	106
Рассчитанная скорость, м/с	107	109	96	115	112	105	105
Ошибка расчета, %	3,7%	1,5%	6,2%	3,1%	5,9%	8,2%	1,0%

Как видно из табл. 1 средняя ошибка расчета, относительно истинной путевой скорости ВС по всем пролетам составила 4,2%. Максимальная ошибка не превышала 8,2%.

3. Обсуждение

Для уточнения формы изолиний необходимо учитывать влияние интерференции. В настоящей методике эффект Доплера регистрируется по изолиниям равного звукового давления и не учитывает изменение расстояния от ВС до микрофона, поэтому для сглаживания изолиний используются временные интервалы, в течение которых расстояния от ВС до микрофона, а соответственно и УЗД спектральных компонент отличаются несущественно. Так же в дальнейшем, для увеличения точности расчетов необходимо учитывать изменение скорости распространения звука в зависимости от высоты полета ВС. В настоящем методе не учитывается диаграмма направленности акустического излучения ВС. Дальнейшая модификация метода позволит наиболее точно определять скорость ВС и положение в пространстве по измерениям на местности.

Заключение

При измерениях авиационного шума на местности, в условиях отсутствия информации о скорости и положении ВС в пространстве, прогнозирование безопасных уровней может быть выполнено с большой погрешностью. Применение эффекта Доплера позволяет с достаточной точностью определить искомые параметры и рассчитать границы санитарно-защитных зон аэродромов государственной авиации. Возможно увеличение точности расчетов, введя соответствующие поправки, связанные с влиянием интерференции, обусловленной взаимодействием прямой и отраженной от земной поверхности звуковой волны, а также поправки, связанные с изменением скорости распространения звука воздушного судна в зависимости от высоты полета.

Список литературы

1. Зинкин В.Н., Богомолов А.В., Ахметзянов И.М., Шешегов П.М. Экологические аспекты безопасности жизнедеятельности населения, подвергающегося действию авиационного шума // Теоретическая и прикладная экология. 2011. № 3. С. 97-101.
2. Цыплухина Ю.В., Манченко Е.В. Воздействие авиационного шума на здоровье населения // Современные технологии обеспечения гражданской обороны и ликвидации последствий чрезвычайных ситуаций. 2016, № 1-1 (7). С. 356-360.
3. Техническое руководство по окружающей среде. Том 1. Методики сертификации воздушных судов по шуму. ICAO Doc 9501 AN/929

4. Солдатов С.К., Зинкин В.Н., Богомолов А.В., Драган С.П., Кукушкин Ю.А. Фундаментальные и прикладные аспекты авиационной медицинской акустики // Физматлит. 2019.
5. Зинкин В.Н., Солдатов С.К., Драган С.П., Кукушкин Ю.А., Сомов М.В., Пенчученко В.В., Харитонов В.В., Шешегов П.М. — Акустическая безопасность летного и инженерно-технического состава государственной авиации // Национальная безопасность / 2017. – № 4. – С. 19 - 35.
6. Зинкин В.Н., Драган С.П., Харитонов В.В., П.М. Шешегов, Мищенко А.А. Характеристика гигиенической обстановки на рабочих местах авиационных специалистов воздушных судов государственной авиации // Вестник российской военно-медицинской академии. 2018. С. 64-67
7. Зинкин В.Н., Солдатов С.К., Драган С.П., Кукушкин Ю.А., Сомов М.В., Пенчученко В.В., Харитонов В.В., Шешегов П.М. — Акустическая безопасность летного и инженерно-технического состава государственной авиации // Национальная безопасность / 2017. – № 4.
8. ГОСТ 22283-2014 "Шум авиационный. Допустимые уровни шума на территории жилой застройки и методы его измерения"(дата обращения 12.01.2021).
9. Berckmans D., Janssens K., Van der Auweraer H. et al. Model-based synthesis of aircraft noise to quantify human perception of sound quality and annoyance // Journal of Sound and Vibration. 2008. № 311. Pp. 1175–1195
10. Дроздов С.В. , Драган С.П., Богомолов А.В., Сулейманов А.Э. Метод определения скорости воздушных судов по акустическим измерениям на местности//ВМУ. Серия 3. Физика. Астрономия. 2020. № 5. С. 70–74.

References

1. Zinkin V.N., Bogomolov A.V., Akhmetzyanov I.M., Sheshegov P.M. Environmental aspects of life safety of the operating population exposed to aircraft noise // Theoretical and Applied Ecology. 2011. No. 3. P. 97-101.
2. Tsyplukhina Y.V., Manchenko E.V. The impact of aircraft noise on public health // Modern technologies for civil defense and emergency response. 2016, No. 1-1 (7). P. 356-360.
3. Technical manual for the environment. Volume 1. Techniques for noise certification of aircraft. ICAO Doc 9501 AN / 929
4. Soldatov S.K., Zinkin V.N., Bogomolov A.V., Dragan S.P., Kukushkin Yu.A. Fundamental and applied aspects of aviation medical acoustics // Fizmatlit. 2019.
5. Zinkin V.N., Soldatov S.K., Dragan S.P., Kukushkin Yu.A., Somov M.V., Penchuchenko V.V., Kharitonov V.V., Sheshegov P.M. - Acoustic safety of flight and engineering personnel of state aviation // National Security / 2017. - No. 4. - P. 19 - 35.
6. Zinkin V.N., Dragan S.P., Kharitonov V.V., Sheshegov P.M., Mishchenko A.A. Characteristics of the hygienic situation at the workplaces of aviation specialists of state aviation aircraft //Bulletin of the russian military-medical academy. 2018. p. 64-67
7. Zinkin V.N., Soldatov S.K., Dragan S.P., Kukushkin Yu.A., Somov M.V., Penchuchenko V.V., Kharitonov V.V., Sheshegov P.M. - Acoustic safety of flight and engineering personnel of state aviation // National Security / 2017. - No. 4.
8. GOST 22283-2014 "Aviation noise. Permissible noise levels on the territory of residential buildings and methods of its measurement" (date of the application 12.01.2021)
9. Berckmans D., Janssens K., Van der Auweraer H. et al. Model-based synthesis of aircraft noise to quantify human perception of sound quality and annoyance // Journal of Sound and Vibration. 2008. № 311. Pp. 1175–1195

10. Drozdov, S.V., Dragan, S.P., Bogomolov, A.V. et al. A Method to Determine Aircraft Speed from Ground Acoustic Measurements. Moscow Univ. Phys. 75, 459–464 (2020).

УДК: 534.836.2: 534.831-7
OECD: 01.03.AA

Фоновый шум как элемент акустической картины территорий с нормируемыми показателями среды обитания

Кошурников Д.Н.¹, Пономарев А.Л.², Молок О.А.³

¹ Старший научный сотрудник

² Заведующий лабораторией методов анализа физических факторов

³ Младший научный сотрудник лаборатории методов анализа физических факторов
^{1,2,3} ФБУН «ФНЦ медико-профилактических технологий управления рисками здоровью населения, г. Пермь, РФ

Аннотация

Для задач гигиенического нормирования шумового фактора в окружающей среде в соответствии с действующей нормативно-методической базой установлена необходимость учета всех возможных источников шума, прилегающих к объекту воздействия. Шум от таких источников учитывается как фоновый. Оценка фонового шума особенно важна при проектировании зон с особыми условиями использования территории (ЗОУИТ), особенно когда шум является приоритетным фактором воздействия (в частности санитарно-защитных зон и приаэродромных территорий), и экспертизе проектных материалов. В настоящем исследовании обобщены методические подходы к учету фонового шумового загрязнения и описаны предлагаемые подходы к учету фонового шума и выделению долевых вкладов источников вредного шумового воздействия.

Получение данных о шумовой обстановке возможно с помощью расчетного, инструментального и комбинированного методов. В работе приведены результаты апробации различных вариантов инструментального метода получения данных: классического подхода, подхода с использованием энергетического вычитания, подхода с использованием статистического анализа результатов непрерывных измерений.

Полученные результаты апробации каждого подхода позволили решить локальные задачи: комплексной гигиенической оценки и выделения долевых вкладов источников шума (выше и ниже фоновых уровней), в том числе на примере конкретных жалоб населения. Практическая значимость предлагаемых подходов высока и позволяет получить комплексную акустическую картину, для лиц, принимающих решения, на существующее положение и на перспективу развития жилых территорий.

Ключевые слова: акустический расчет, измерения шума, фоновый шум, энергетическое суммирование, санитарно-защитная зона, приаэродромная территория.

Background noise as an element of the acoustic picture of territories with normalized indicators of the habitat

Koshurnikov D.N.¹, Ponomarev A.L.², Molok O.A.³

¹ Senior research fellow, ² The head of the laboratory Of Physical Factors Analysis

³ Junior scientist, the laboratory Of Physical Factors Analysis

^{1,2,3} Federal Budget Scientific Institution 'Federal Scientific Center for Medical and Preventive Health Risk Management Technologies', Perm, Russia

Abstract

For the tasks of hygienic regulation of the noise factor in the environment, in accordance with the current regulatory and methodological framework, it is necessary to take into account all possible noise sources adjacent to the object of impact. Noise from such sources is considered as background noise. Background noise

assessment is especially important in the design of areas with special conditions of use of the territory (ASCUT), especially when noise is a priority impact factor (in particular, sanitary protection zones and near-aerodrome areas) and the examination of project materials. This study summarizes the methodological approaches to accounting for background noise pollution and describes the proposed approaches to accounting for background noise and identifying the share contributions of sources of harmful noise exposure.

Obtaining data on the noise environment is possible using calculation, instrumental and combined methods. The paper presents the results of testing various versions of the instrumental method for obtaining data: the classical approach, the approach using energy subtraction, the approach using the statistical analysis of the results of continuous measurements.

The obtained results of approbation of each approach made it possible to solve local problems: a comprehensive hygienic assessment and the allocation of the share contributions of noise sources (above and below background levels), including on the example of specific complaints from the population. The practical significance of the proposed approaches is high and makes it possible to obtain the result of a complex acoustic picture for decision-makers on the current situation and for the future development of residential areas.

Keywords: acoustic calculation, noise measurements, background noise, energy summation, sanitary protection zone, aerodrome area.

Введение

Оценка физических факторов воздействия в последние годы становится наиболее актуальной, что требует внимания при учете физического воздействия на этапах экологической и санитарно-гигиенической оценки условий проживания населения на существующее положение и перспективу планируемого размещения объектов негативного воздействия. Наиболее остро проблема воздействия физических факторов обстоит в крупных городах и мегаполисах, в частности с шумом, что обусловлено плотной жилой застройкой, сопряженной с высокой транспортной загруженностью [1].

Обеспечение санитарно-эпидемиологического благополучия населения обусловлено учетом и оценкой воздействия физических факторов, включая шумовое воздействие, Федеральным законом от 30.03.1999 N 52-ФЗ [2] и СанПиН 2.2.1/2.1.1.1200-03 (п. 3.12) [3]. В частности, в ряде документов регламентирована оценка физических факторов в рамках осуществления хозяйственной деятельности, а именно в части разработки проектов санитарно-защитных зон и проектов приаэродромных территорий, являющихся зонами с особыми условиями использования территории (ЗОУИТ). Обоснование и установление ЗОУИТ осуществляется, в том числе и по результатам акустических расчетов. В настоящем исследовании рассмотрен вопрос оценки шумового воздействия, как наиболее значимого среди физических факторов воздействия по данным Государственного доклада «О состоянии санитарно-эпидемиологического благополучия населения в Российской Федерации в 2019 году» [4]. Установление ЗОУИТ действующих, реконструируемых и проектируемых хозяйствующих субъектов должно отражать акустическую ситуацию на существующее или перспективное положение, в том числе с учетом фона (п. 3.5. СанПиН 2.2.1/2.1.1.1200-03). В настоящем исследовании рассмотрен вопрос учета фонового шумового воздействия на этапе обоснования границ ЗОУИТ по критериям шума.

Порядок учета фонового (согласно ГОСТ 23337-2014) или остаточного (согласно ГОСТ 23337-2014, ГОСТ 31296.2-2006 (ИСО 1996-2:2007) [5], ГОСТ Р ИСО 1996-1-2019 [6]) шума имеет ряд вопросов, связанных с методической обеспеченностью алгоритма учета источников фонового шума.

Учет фонового шума необходим для гигиенической оценки формируемой акустической ситуации в рамках прохождения санитарно-эпидемиологической экспертизы

проектной документации в рамках установления ЗОУИТ, а также в целях выполнения иных исследований, расследований и оценок.

Типовыми ошибками при оценке шумового воздействия являются:

- гигиеническая оценка результатов акустических расчетов от объекта воздействия без учета фонового шума;
- гигиеническая оценка результатов инструментальных измерений уровней шума без учета долевого вклада объекта воздействия;
- недооцененность шумового фактора при различной интенсивности воздействия шумовых событий (движение автотранспорта, движение железнодорожных составов, пролет воздушных судов (далее ВС)).

В условиях существующих подходов к оценке и учету фонового шума существуют альтернативные мнения о необходимости его учета. Так, опыт исследования данного вопроса учеными Федерального бюджетного учреждения науки «Северо-Западный научный центр гигиены и общественного здоровья» показал, что требования органов, осуществляющих санитарно-эпидемиологическую экспертизу, по учету шумового фона представляются методически не обоснованными и законодательно не подтверждёнными [7].

Возникшие вопросы к учету фонового шума относятся не столько к нормативно-методической базе, сколько к справочной информации, разъясняющей алгоритмы учета фонового шума и его последующей интерпретации в совокупности с воздействием известного источника.

Безусловно, обеспечение санитарно-эпидемиологического благополучия населения согласно положений Федерального закона от 30.03.1999 N 52-ФЗ требует учитывать все факторы среды обитания без исключения с использованием действующей нормативно-методической базы как на текущую, так и на перспективную акустическую ситуацию с учетом фонового уровня. Учет фона в рамках установления зон с особыми условиями использования территории обеспечит соблюдение конституционных прав граждан на охрану здоровья и благоприятную окружающую среду.

Таким образом, органам и организациям, осуществляющим оценку факторов среды обитания необходимо принимать во внимание все действующие нормативно-методические документы, регламентирующие учет и оценку шумового фактора. Вместе с тем, существующая проблема требует принятия практических шагов по формированию понятных механизмов использования существующей методической базы и обеспечению благоприятной городской среды по шумовому фактору.

В рамках настоящей работы рассмотрены и предложены методические подходы к порядку учета фонового шумового воздействия для задач гигиенической оценки и санитарно-эпидемиологической экспертизы проектной документации.

1. Материалы и методы

В настоящей работе рассмотрены основные методические подходы по учету и оценке воздействия шумового фактора с учетом фонового шума и его использовании для гигиенической оценки в рамках установления зон с особыми условиями использования территории.

Действующая система государственного санитарно-эпидемиологического нормирования совершенно четко содержит основные факторы среды обитания, относящиеся к формированию санитарно-эпидемиологического благополучия. Для учета физических факторов, в частности шума, «рабочими» документами, содержащими основные требования по измерениям и контролю уровней шума, в том числе в

рамках установления СЗЗ, являются МУК 4.3.2194-07 [8] и ГОСТ 23337-2014 [9]. Документами, регламентирующими оценку и учет фонового (остаточного) шума являются ГОСТ Р ИСО 1996-1-2019, ГОСТ 23337-2014.

В частности, в соответствии с п. 4.2. МУК 4.3.2194-07 «При расчетном определении границ СЗЗ должны быть учтены все источники шума, оказывающие влияние на население в зоне расположения предприятия: соседние предприятия, автомагистрали и другие источники шума наземного транспорта и т.д.». Учет источников шума, приведенных в п. 4.2., формирует общую фоновую картину загрязнения, создавая совместно с источником шумового воздействия комплексную акустическую экспозицию. Реализация п. 4.2. МУК 4.3.2194-07 на практике осуществляется благодаря порядку, описанному для выполнения акустических расчетов (согласно п. 4.4 СП 51.13330.2011) с выявлением источников шума и определением их шумовых характеристик с отсутствием обязанности по ведению инвентаризационной ведомости параметров источников шума и регулярным ее обновлением.

В рамках настоящего исследования были рассмотрены подходы к учету фонового шума, изложенные в действующих методических документах, с разработкой новых предлагаемых методов, включающих комбинацию и последовательность учета факторов шумового воздействия. В ходе исследования предложены подходы, позволяющие выполнить условие п. 4.2. МУК 4.3.2194-07 по обеспечению достоверных уровней акустической экспозиции при установлении ЗОУИТ.

В процессе разработки подходов учтены методические рекомендации по проведению акустических расчетов путем реализации ГОСТ 31295.2-2005 (ИСО 9613-2:1996) [10] и СП 51.13330.2011 [11] с применением утвержденных на территории Российской Федерации программных средств. Кроме того, во внимание приняты нормативно-методическая база проведения инструментальных измерений, используемых для оценки фонового шума и верификации расчетных данных.

В качестве базового или оптимального методического подхода для расчета совокупного воздействия и оценки фонового шума выбран механизм энергетического суммирования.

2. Результаты исследования. Методы учета фонового шума

2.1. Расчетный метод

В качестве самого простого способа установления комплексной акустической экспозиции от совокупности источников шума объекта воздействия и источников фонового шума является формирование максимально полной (эталонной) электронной базы в специализированном программном обеспечении. В качестве программы могут служить такие распространённые программы как «Эколог-ШУМ», АРМ «Акустика, программный комплекс «ШУМ» и др., реализующие действующие нормативно-методические документы на территории РФ, и имеющие широкое применение. Однако, в качестве основных трудностей, возникающих при формировании общей базы, могут служить:

- отсутствие сводных реестров источников шумового воздействия, расположенных в границах каждого хозяйствующего субъекта;
- ограниченность информации или ее отсутствие об имеющихся транспортных потоках (структура, интенсивность и др. показатели), участвующих в общей картине шумового воздействия.

Значительный вклад в условиях плотной городской застройки вносит автотранспорт, учет которого для ряда территорий РФ затруднителен и ведет к полевым исследованиям. Однако, в настоящее время широко применяются методы

моделирования транспортных потоков для задач оптимизации транспортных потоков, улично-дорожной сети, пассажиропотока и других задач. Например, на территории г. Перми функционирует Дирекция дорожного движения (далее ДДД), призванная к регулированию транспортных потоков и обладающая информацией об их структуре и интенсивности.

По результатам формирования электронной базы могут быть выполнены акустические расчеты, результаты которых верифицируются результатами инструментальных измерений. Используемые инструментальные результаты являются разовыми и не характеризуют формируемый фоновый уровень.

Таким образом, при имеющейся исходной информации для акустических расчетов, расчетный метод учета фона является достаточно эффективным без значительных затрат сил и средств.

2.2. Инструментальный метод

В качестве способа учета фонового шумового воздействия может применяться метод инструментальных измерений фонового шумового воздействия (включая или исключая вклад рассматриваемого объекта негативного воздействия).

Проведение инструментальных измерений в данном случае возможно в двух вариантах:

а) с исключением вклада объекта негативного воздействия по фактору шума при отключении известного источника (фоновый шум). Данный вариант определяется технологическими возможностями остановки производственного процесса в период проведения инструментальных измерений.

В случаях, когда невозможно отключить известный источник в момент проведения измерений шума, допускается проведение измерений фонового шума в период плановых ремонтных и диагностических работ производственного оборудования, либо в зонах акустической тени производственного оборудования при отсутствии воздействия других значимых источников шума.

При определении параметров фонового шума, наблюдающегося в коротких перерывах между работой источников (например, в перерывах между движением автотранспорта, движением железнодорожных составов, пролетом ВС), возможно использование прерывистых измерений общей длительностью не менее 5 минут. В данном случае за фактическое значение фонового шума рекомендуется принимать средний результат по не менее, чем трем интервалам времени.

б) с учетом вклада объекта негативного воздействия по фактору шума (общий шум). Данный подход используется во всех остальных случаях, когда отсутствует возможность выделить отдельные вклады фонового шума и шума известного источника.

Важно отметить, что все измерения по оценке общего и фонового шума должны проводиться в одной и той же точке последовательно. В качестве инструмента по оценке акустической обстановки могут быть использованы подходы, приведенные ниже.

2.2.1. Классический подход

На первом этапе необходимо провести измерения общего шума, включая шум рассматриваемого источника, согласно ГОСТ 23337-2014 и/или МУК 4.3.2194-07. В последующем проводится измерение фонового шума при отключении известного источника. Для определения шума от источника вносится поправка на влияние фонового шума в соответствии с правилами, изложенными в ГОСТ 23337-2014 и/или МУК 4.3.2194 – 07. Следует отметить, что представленный подход работает, если разница между общим и фоновым шумом составляет более 3 дБА.

Апробация подхода:

На границе отводимого земельного участка были проведены измерения уровней шума при работе системы вентиляции деревообрабатывающего цеха. Измеренный уровень шума составил 54,7 дБА. В той же самой точке были проведены измерения фонового шума при отключенной системе вентиляции деревообрабатывающего цеха. Измеренный уровень шума составил 47,9 дБА. Разница между измеренными уровнями составила 6,8 дБА. Поправочный коэффициент согласно таблице 1 составил 1 дБА. По результатам оценки уровень шума от работы системы вентиляции деревообрабатывающего цеха составил 53,7 дБА (54,7 дБА – 1 дБА – 53,7 дБА).

Таблица 1

Учет влияния фонового шума

Разность уровней измеряемого и фонового шума, дБ (дБА)	3	4-5	6-9	10 и более
Величина, вычитаемая из измеренного значения уровня шума, дБ (дБА)	3	2	1	0

2.2.2. Подход с использованием энергетического вычитания

Однако в ряде случаев исследуемый источник шума может иметь уровень шума ниже, чем формирующийся фоновый уровень. В таких случаях для оценки уровня шума источника может быть использован следующий подход.

Сначала необходимо инструментальное измерение общего уровня шума и фонового уровня шума в отдельности. Затем необходимо определить разность между общим и фоновым шумом с последующим определением соответствующего поправочного коэффициента согласно таблице 2. На завершающем этапе требуется вычесть из фонового шума установленный поправочный коэффициент. Полученная разность и будет являться уровнем шума источника. Предложенный подход работает, если разница между общим и фоновым шумом составляет менее 3 дБА [16].

Таблица 2

Вспомогательная таблица, применяемая при энергетическом вычитании уровней шума

Разность между общим уровнем и фоном, дБ (дБА)	3	2,5	2,0	1,8	1,5	1,2	1,0	0,8	0,6	0,5	0,4	0,2	0
Поправочный коэффициент, дБ (дБА)	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	15	20

В качестве оптимизации пошагового алгоритма может быть использована формула[17]:

$$L_{\text{ист}} = 10 \cdot \lg(10^{0,1 \cdot L_{\text{общ}}} - 10^{0,1 \cdot L_{\text{фон}}}), \quad (1)$$

где $L_{\text{общ}}$ – общий уровень шума, дБА; $L_{\text{фон}}$ – фоновый уровень шума, дБА.

Апробация подхода:

Для оценки шума от центрального теплового пункта (ЦТП) на территории детской игровой площадки были проведены инструментальные измерения. Измерения уровней

шума проводились при работе оборудования ЦТП и при отключенном оборудовании ЦТП (фоновый шум).

Уровень шума при работе ЦТП составил 44,1 дБА. Фоновый шум составил 41,6 дБА. В связи с тем, что разница между общим и фоновым шумом составила менее 3 дБА, а именно 2,5 дБА, проводить оценку с использованием *классического подхода* нельзя.

Апробация предлагаемого подхода с использованием энергетического вычитания показала, что рассчитанная разность между общим и фоновым уровнем шума соответствует поправочному коэффициенту в 1 дБА. Далее для расчета вклада известного источника шума из фонового уровня 41,6 дБА вычли 1 дБА. Таким образом, уровень шума от работы ЦТП составил 40,6 дБА.

Для верификации и сопоставления полученного результата был проведен расчет уровня шума на территории детской игровой площадки от работы ЦТП по формуле (1). По результатам расчета установлено, что полученный результат сопоставим с результатом пошагового расчета и составляет 40,5 дБА.

Одним из важных недостатков двух предложенных подходов (*п.2.2.1.* и *п.2.2.2.*) является то, что для реализации представленного алгоритма действий необходимо получить измеренный уровень фонового шума, а для этого необходимо отключение известного источника шума. Зачастую, отключение известного источника невозможно по техническим причинам (для хозяйствующих субъектов) или по объективным причинам отсутствия контроля (для автотранспортных потоков). В этом случае мы предлагаем использовать следующий подход.

2.2.3. Подход с использованием статистического анализа результатов непрерывных измерений

Современные приборы при проведении инструментальных измерений позволяют получить уровень N -процентного превышения (N percent exceedance level), дБ: скорректированный уровень звукового давления, превышенный в течение N процентов времени на рассматриваемом временном интервале (п.3.1.3 ГОСТ 31296.1-2005) или процентиль L_n .

Основными процентилями являются: L_5 , L_1 (аналог максимального уровня звука), L_{95} (отражает фоновый шум. Это тот уровень, который превышался 95 % времени измерений) [18], L_{99} (аналог минимального уровня звука).

Процентиль L_{95} равный 65 дБА говорит о том, что 95% времени измерения уровень звука был выше 65 дБА. Соответственно остальные 5% времени измерения уровень звука не превышал (был ниже) 65 дБА. Процентиль L_5 равный 93 дБА будет говорить о том, что 5% времени измерения уровень звука был выше или равен 93 дБА.

Результатом применения показателя L_{95} будет получение данных об уровне шума от рассматриваемого объекта на фоне оживленной автомагистрали.

Условием получения объективных данных будет разница между L_{95} и L_5 более 10 дБА [19]. Мы считаем, что для этого минимальным временем измерения должно быть 100 мин.

Основным недостатком предложенного подхода является то, что затруднительно правильно определить какой источник шума обуславливает уровень L_{95} .

Апробация подхода:

Для оценки шума от распределительного центра торговой сети была выбрана точка, находящаяся рядом с автомобильной дорогой с оживленным движением.

Проведение измерений в паузах в движении автомобиля было невозможно. Паузы

в движении были настолько малы, что шумомер не успевал выйти в рабочий режим. Были проведены непрерывные измерения в течение 2-х часов.

Анализ результатов непрерывных измерений, полученных в течение 2-х часов показал:

- эквивалентный уровень звука за период оценки ($L_{\text{экв}}$) составил 54,3 дБА;
- максимальный уровень звука (процентиль L_1) составил 62,0 дБА;
- (процентиль L_5) составил 58,7 дБА;
- фоновый шум (процентиль L_{95}) составил 42,4 дБА.

Разница между L_1 и L_{95} составила 16,3 дБА > 10 дБА.

В данном случае источником фонового шума оказался распределительный центр торговой сети.

Для решения задачи по установлению вклада источника по результатам непрерывных измерений предлагается использовать формулу 2.

$$L_{\text{ист}} = 10 \cdot \lg(10^{0,1 \cdot L_{\text{экв}}} - 10^{0,1 \cdot L_{95}}), \quad (2)$$

Предложенный подход является достаточно массивным, завязанным на компьютерной обработке данных и отсутствием связи полученных результатов с реальными событиями на местности в период лабораторной обработки.

Перечисленные выше подходы в основном применяются для определения общего шума, остаточного шума, шума известного источника и флуктуирующего шума.

2.3. Комбинированный метод

В качестве основного способа учета фонового шумового воздействия может применяться комбинированный подход, включающий проведение расчетной акустической оценки от объекта воздействия и инструментальных измерений фонового шумового воздействия (включая или исключая вклад рассматриваемого объекта негативного воздействия).

Основная суть комбинированного метода заключается в совместном использовании результатов акустических расчетов и результатов инструментальных измерений в контрольных точках, используемых для установления ЗОУИТ.

В частности, в соответствии с таблицей 1 приложения Б ГОСТ 23337-2014 и п.7.6 СП 51.13330.2011 предлагается использовать механизм энергетического суммирования ожидаемых расчетных уровней (рассчитанных от воздействия хозяйствующего субъекта) и инструментальных данных (с учетом вклада всех источников шума, формирующих фоновое воздействие).

Реализуя формулу 6 приложения 2 ГОСТ 23337-2014 и принимая во внимание формулу 2.9 учебника «Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом» [12] рассчитываются суммарные уровни шумового воздействия в контрольных точках.

$$L_{\text{сум}} = 10 \cdot \lg(10^{0,1 \cdot L_1} - 10^{0,1 \cdot L_2}), \quad (3)$$

где L_1 – уровень звука от источников шума хозяйствующего субъекта по результатам акустических расчетов; L_2 – измеренный фоновый уровень шума.

На практике для удобства расчетов может быть использована вспомогательная таблица сложения уровней звука на основании разности полученных уровней в контрольной точке (таблица 1 приложения Б ГОСТ 23337-2014) (таблица 3).

Таблица 3

Вспомогательная таблица, применяемая при энергетическом суммировании уровней звукового давления, дБ, или уровней звука, дБА

Разность двух складываемых уровней, дБ (дБА)	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	15	20
Добавка к более высокому уровню, дБ (дБА)	3,0	2,5	2,0	1,8	1,5	1,2	1,0	0,8	0,6	0,5	0,4	0,2	0

Таким образом, представленные методические подходы по оценке фоновому уровня шума в полной мере позволяют проводить гигиеническую оценку нормируемых территорий с выделением долевых вкладов объекта шумового воздействия и окружающих его источников.

Независимо от того какой подход был использован при гигиенической оценке, результирующий уровень шумового воздействия (источник + фон) будет отнесен к гигиеническим критериям [13, 14] или использован для оценки возможных нарушений здоровья населения с использованием критериев оценки риска [15].

Заключение

Предложенные методические подходы к учету фоновому шума на этапе разработки санитарно-защитных зон и приаэродромных территорий являются крайне актуальными и востребованными в условиях повышения значимости воздействия физических факторов, особенно шума, на окружающую среду и здоровье населения.

Предлагаемые методические подходы показывают, что выбор метода в первую очередь зависит от набора имеющихся исходных данных для оценки. Кроме того, очень важна задача, под решение которой выбирается оптимальный подход. Вместе с тем, использование одного из предлагаемых подходов в любой его вариации практически гарантирует отсутствие замечаний контролирующих органов на предмет соответствия п.4.2. МУК 4.3.2194-07.

В целом, каждый подход имеет свои достоинства и недостатки: расчетный метод учета фона является достаточно эффективным без значительных затрат сил и средств, инструментальный метод является наиболее достоверным в период измерений, комбинированный метод является сбалансированным подходом, учитывающим достоверные уровни фактически сложившейся картины шумового воздействия на местности с расчетными уровнями, полученными на основе задекларированных источников шумового воздействия хозяйствующего субъекта.

Особую значимость приобретает применение комбинированного метода при предпроектной проработке или непосредственном проектировании объектов, являющихся источниками шумового загрязнения. Использование измеренных уровней шума на существующее положение (фоновый уровень), дополненных вкладом источников шума планируемого строительства, позволит смоделировать акустическую картину на момент ввода объекта в эксплуатацию. Полученная модель обеспечит лиц, принимающих решение, своевременной информацией об акустическом режиме в прилегающей жилой застройке и возможных рисках нарушений здоровья населения, связанных с эксплуатацией объекта.

Список литературы

1. Хамавова А.А., Псеунова С.Р. Акустический комфорт как компонент городской среды // Известия Ростовского Государственного Строительного Университета. – 2015. – Т.2, №20. – С. 8–14.
2. Федеральный закон от 30.03.1999 года N 52-ФЗ «О санитарно-эпидемиологическом благополучии населения» (с изменениями на 13 июля 2020 года) - URL: <http://docs.cntd.ru/document/901729631> (дата обращения 12.03.2021г.);
3. СанПиН 2.2.1/2.1.1.1200-03 «Санитарно-защитные зоны и санитарная классификация предприятий, сооружений и иных объектов» (с изменениями на 25 апреля 2014 года) - URL: <http://docs.cntd.ru/document/902065388> (дата обращения 12.03.2021г.);
4. Государственный доклад "О состоянии санитарно-эпидемиологического благополучия населения в Российской Федерации в 2019 году" - URL: https://www.rosпотреbnadzor.ru/documents/details.php?ELEMENT_ID=14933 (дата обращения 12.03.2021г.);
5. ГОСТ 31296.2-2006 (ИСО 1996-2:2007) «Шум. Описание, измерение и оценка шума на местности. Часть 2. Определение уровней звукового давления (с Поправкой)» - URL: <http://docs.cntd.ru/document/1200062369> (дата обращения 12.03.2021г.);
6. ГОСТ Р ИСО 1996-1-2019 «Акустика. Описание, измерение и оценка шума на местности. Часть 1. Основные величины и процедуры оценки» - URL: <http://docs.cntd.ru/document/1200167573> (дата обращения 12.03.2021г.);
7. Кузнецова Е.Б., Булавина И.Д. О необходимости учета фонового шума при определении границ санитарно-защитной зоны // Здоровье - основа человеческого потенциала: проблемы и пути их решения. – 2020. – Т.15, №1. – С. 365–372.
8. МУК 4.3.2194-07 «Контроль уровня шума на территории жилой застройки, в жилых и общественных зданиях и помещениях» - URL: <http://docs.cntd.ru/document/1200050920> (дата обращения 12.03.2021г.);
9. ГОСТ 23337-2014 «Шум. Методы измерения шума на селитебной территории и в помещениях жилых и общественных зданий (с Поправкой)» - URL: <http://docs.cntd.ru/document/1200114242> (дата обращения 12.03.2021г.);
10. ГОСТ 31295.2-2005 (ИСО 9613-2:1996) «Шум. Затухание звука при распространении на местности. Часть 2. Общий метод расчета» - URL: <http://docs.cntd.ru/document/1200046351> (дата обращения 12.03.2021г.);
11. СП 51.13330.2011 «Защита от шума. Актуализированная редакция СНиП 23-03-2003 (с Изменением N 1)» - URL: <http://docs.cntd.ru/document/1200084097> (дата обращения 12.03.2021г.);
12. Иванов, Н. И. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом : учебник / Н. И. Иванов - Москва : Логос, 2017. - 432 с.
13. СН 2.2.4/2.1.8.562-96 «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки. Санитарные нормы» - URL: <http://docs.cntd.ru/document/901703278> (дата обращения 12.03.2021г.);
14. СанПиН 1.2.3685-21 «Гигиенические нормативы и требования к обеспечению безопасности и (или) безвредности для человека факторов среды обитания» - URL: <http://docs.cntd.ru/document/573500115> (дата обращения 12.03.2021г.);
15. МР 2.1.10.0059-12 «Оценка риска здоровью населения от воздействия транспортного шума» - URL: <http://docs.cntd.ru/document/1200095849> (дата обращения 12.03.2021г.);
16. Спиридонов П.Ю. Основные источники шумовой нагрузки мегаполисов на примере Н.Новгорода и проблемы нормирования и оценки коммунальных шумов //

Защита от повышенного шума и вибрации. V Всероссийская научно-практическая конференция с международным участием. Сборник докладов – 2015. – С. 314 – 318

17. Как измерить шум источника, когда есть фоновый шум?: статья - URL: https://www.octava.info/technical_questions/11 (дата обращения 12.03.2021г.);

18. Шум окружающей среды: буклет - URL: <https://ntm.ru/center/106/7455#14> (дата обращения 12.03.2021г.);

19. Оценка фона при измерении шума автомагистрали. Лужки 2017. Вопросы совещания центров гигиены и эпидемиологии - URL: http://www.octava.info/ocenka_fona_pri_izmerenii_shuma_avtomagistrali (дата обращения 12.03.2021г.);

References

1. Khamavova A.A., Pseunova S.R. Akusticheskii komfort kak komponent gorodskoi sredy [Acoustic comfort as a component of the urban environment]. Izvestiya Rostovskogo Gosudarstvennogo Stroitel'nogo Universiteta, 2015, vol.2, no. 20, pp. 8–14;

2. Federal Law issued on March 30, 1999 No. 52-FZ "On sanitary-epidemiologic welfare of the population" (last edited on July 13, 2020) - URL: <http://docs.cntd.ru/document/901729631> (date of the application 12.03.2021г.);

3. SER 2.2.1/2.1.1.1200-03 Sanitary protection zones and sanitary classification of enterprises, constructions, and other objects (last edited on April 25, 2014) - URL: <http://docs.cntd.ru/document/902065388> (date of the application 12.03.2021г.);

4. The State Report "On sanitary-epidemiologic welfare of the population in the RF in 2019" - URL: https://www.rospotrebnadzor.ru/documents/details.php?ELEMENT_ID=14933 (date of the application 12.03.2021г.);

5. GOST 31296.2-2006 (ISO 1996-2: 2007) Noise. Description, measurement and assessment of noise on the ground. Part 2. Determination of sound pressure levels (with Amendment) - URL: <http://docs.cntd.ru/document/1200062369> (date of the application 12.03.2021г.);

6. GOST R ISO 1996-1-2019 Acoustics. Description, measurement and assessment of noise on the ground. Part 1. Basic values and assessment procedures - URL: <http://docs.cntd.ru/document/1200167573> (date of the application 12.03.2021г.);

7. Kuznetsova E.B., Bulavina I.D. On the need to take into account background noise when determining the boundaries of the sanitary protection zone // Health as a basis for human potential development: problems and ways to solve them. – 2020. – Vol.15, No.1. – P. 365–372.

8. MG 4.3.2194-07 "Control over noise level in residential areas, inside apartment blocks and administrative buildings" - URL: <http://docs.cntd.ru/document/1200050920> (date of the application 12.03.2021г.);

9. GOST 23337-2014 Noise. Procedures for measuring noise on residential areas and inside apartment blocks and administrative buildings (with Amendment) - URL: <http://docs.cntd.ru/document/1200114242> (date of the application 12.03.2021г.);

10. GOST 31295.2-2005 (ISO 9613-2:1996) Noise. Sound damping when distributed over a territory. Part 2. Overall calculation procedure - URL: <http://docs.cntd.ru/document/1200046351> (date of the application 12.03.2021г.);

11. CR 51.13330.2011 Protection from noise. The latest edition of construction rules and regulations SNiP 23-03-2003 (with Alteration No. 1) - URL: <http://docs.cntd.ru/document/1200084097> (date of the application 12.03.2021г.);

12. Ivanov N.I. Engineering acoustics. Theory and Practice of Dealing with Noise: A Textbook/ N.I. Ivanov - Moscow: Logos, 2017. - 432 p.

13. SS 2.2.4/2.1.8.562-96 Noise at workplaces, apartment blocks and administrative buildings, and in residential areas. Sanitary standards -
URL: <http://docs.cntd.ru/document/901703278> (date of the application 12.03.2021r.);
14. SER 1.2.3685-21 "Hygienic standards and requirements for ensuring the safety and (or) harmlessness to humans of environmental factors" [electronic resource] – Available at – URL: <http://docs.cntd.ru/document/573500115> (date of the application 12.03.2021).;
15. MG 2.1.10.0059-12 Assessment of health risks caused by transport noise - URL: <http://docs.cntd.ru/document/1200095849> (date of the application 12.03.2021r.);
16. Spiridonov P.Yu. The main sources of noise load in megacities on the example of Nizhny Novgorod and the problems of regulation and assessment of public noise. In the collection: Protection against increased noise and vibration. Collection of reports of the V All-Russian scientific-practical conference with international participation. edited by N.I. Ivanov. – 2015. – P. 311-318. [electronic resource] – Available at – URL: <https://cloud.mail.ru/stock/fY9ej8JiExA4aQRpahwexAbw> (date of the application 12.03.2021);
17. How to measure source noise when there is background noise? [electronic resource] – Available at – URL: https://www.octava.info/technical_questions/11 (date of the application 12.03.2021);
18. Environmental noise: a booklet. [electronic resource] – Available at – URL: <https://ntm.ru/center/106/7455#14> (date of the application 12.03.2021);
19. Background estimation when measuring motorway noise // Luzhki 2017. Questions of the meeting of the centers of hygiene and epidemiology. [electronic resource] – Available at – URL: http://www.octava.info/ocenka_fona_pri_izmerenii_shuma_avtomagistrali (date of the application 12.03.2021);

УДК: 629.7.067.8
OECD: 2.03 A1

Разработка бортового комплекса неразрушающего контроля конструкции летательного аппарата методом акустической эмиссии

Ремшев Е.Ю.¹, Соболев И.А.^{2*}, Олехвер А.И.³, Лукичев В.Ю.⁴

¹ К.т.н., доцент, ² Магистр, ³ К.т.н., старший преподаватель, ⁴ К.т.н., доцент
^{1,2,3,4} Балтийский государственный технический университет
«ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, РФ

Аннотация

Летательные аппараты (ЛА) являются сложными и дорогостоящими конструкциями, требующими постоянного технического контроля элементов конструкции для их безопасной эксплуатации. Вместо постоянного контроля состояния конструкции ЛА в авиации в настоящее время используется периодический контроль из-за ограничений традиционных методов технического контроля в процессе эксплуатации.

Изучив и проанализировав имеющуюся информацию по современным методам технического контроля применяемых, в настоящее время, в авиации, а также основываясь на результатах экспериментальных полётов, было выдвинуто решение проблемы по осуществлению постоянного неразрушающего контроля - использование бортового комплекса неразрушающего контроля, основанного на методе акустической эмиссии. Произведенный анализ результатов экспериментальных полетов на легкомоторном самолете Cessna 172 показал, что новый метод смог определить локации акустического отклика в структуре крыла и фюзеляжа, а значит бортовой комплекс может решить проблему в осуществлении непрерывного контроля целостности конструкции ЛА.

Ключевые слова: акустическая эмиссия, летательные аппараты, контроль, крыло, идентификация.

Development of an on-board device for non-destructive testing of wings and landing gear of an aircraft of acoustic emission

Remshv E.Y.¹, Sobolev I.A.^{2*}, Olekhver A.I.³, Lukichev V.Y.⁴

¹ PhD, assistant professor, ² Master student, ³ PhD, senior lecturer, ⁴ PhD, assistant professor
^{1,2,3,4} Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D.F. Ustinov, St.Petersburg, Russia

Abstract

Aircraft are complex and expensive structures that require constant technical control of elements for their safe operation. Instead of continuous inspection, aviation uses periodic inspection due to the limitations of traditional flaw detection methods.

Having studied and analyzed the available information on modern methods of technical control currently used in aviation, as well as based on the results of experimental flights, a solution to the problem of implementing continuous non-destructive testing was put forward - the use of an on-board non-destructive testing complex based on the acoustic emission method. The analysis of the results of experimental flights on the light-engine Cessna 172 aircraft showed that the new method was able to determine the location of the

*E-mail: sobolmen98@mail.ru (Соболев И.А.)

acoustic response in the wing and fuselage structure, which means that the on-board complex can solve the problem in the implementation of continuous monitoring of the integrity of the aircraft structure.

Keywords: *acoustic emission, aircraft, control, wing, identification.*

Введение

В современной авиации для выявления дефектов в структуре конструкции летательного аппарата используются различные дефектоскопы. Данных приборов много. Они подразделяются на группы в зависимости от физических принципов, на которых они основаны. Проблема при выборе прибора будет зависеть от физических параметров объекта контроля. Проведенный анализ научных работ, статей, патентов показал, что метод акустической эмиссии обладает потенциалом применения в области контроля авиационной техники. Данный вывод был сделан на основе изучения областей применения метода. К примеру, он хорошо справляется с контролем слоистых материалов и материалов, обладающих стабильными акустическими характеристиками (при механическом возбуждении), а также с осуществлением поиска дефектов в больших (крупных) объектах. Рассмотрим подробнее область контроля крупных объектов. Чаще всего крупные объекты, помимо значительных размеров, обладают сложной формой. Это приводит к ограничению в применении большинства методов неразрушающего контроля из-за возникновения многократно отраженных сигналов. Например, рассмотрим рентгенографический и ультразвуковой методы. Применение первого метода не рационально поскольку в больших объектах контроля будет размываться радиационный сигнал и ослабляться поток излучения. Ультразвуковой же метод сложно применим, так как трудно осуществлять поиск отраженного от дефекта сигнала и этот сигнал может быть рассеян в различных направлениях. Кроме того, известные в настоящее время методы технического контроля могут быть применены только при проведении профилактических осмотров, что в авиации требует вывода из эксплуатации ЛА на момент технического осмотра и соответственно приводит к финансовым потерям. Таким образом, для устранения проблем, вызванных использованием традиционных методов дефектоскопии, в работе будет рассмотрено применение метода акустической эмиссии, который позволит выявлять точное положение локаций дефектов в больших объектах, обладающих произвольной формой, за один цикл нагружения в процессе эксплуатации ЛА, что позволит перейти от традиционных плановых осмотров ЛА, к контролю состояния в реальном режиме времени, что существенно скажется на эксплуатационных расходах на ЛА.

1. Методы неразрушающего контроля

1.1. Анализ состояния решения проблемы контроля летательных аппаратов

Главными целями контроля ЛА является уменьшение или исключение рисков аварийных ситуаций. Появление происшествий приводит к поломке оборудования. Во избежание данных ситуаций в авиации проводят внедрения современных технологий и методик, оценивающих состояния технических объектов. На сегодняшний день примерно 17,7% Российских судов – старые машины. Если рассматривать некоторые крупные авиакомпании, то средний возраст судов «S7 Group» ещё в 2015 году составлял 9-10 лет. Компания «Россия» на 15 января 2021 года в парке насчитывает 63 лайнера, средний возраст которых составляет 13,3 года. Одним из самых молодых парков обладает

компания «Аэрофлот». На момент 1 марта 2021 года насчитывается 230 самолётов, средний возраст которых 5,7 лет. Несмотря на то что техника развивается, частота авиакатастроф лишь растёт. В 2019 году, по данным To70, в коммерческой авиации произошло 86 авиапроисшествий с гибелью 257 человек, та же компания обнародовала статистику за 2020 год - 40 авиапроисшествий с 299 погибшими. В 2021 году, одной из крупных авиакатастроф (в мире) является падение пассажирского «Боинга 737-500» в Индонезии. Из 62 людей на борту никто не выжил. Причинами данных катастроф являются разные факторы: организационного, технического, погодного характера. Чаще всего причиной отказов является коррозионное или усталостное разрушение. Важно отметить, что резкое списание устаревших ЛА невозможно из-за больших потерь на перевозки и закупку нового оборудования. Эти факторы указывают на необходимость решения проблемы по внедрению оборудования, продлевающего срок эксплуатации самолётов путём проведения неразрушающего контроля и реализации системы постоянного мониторинга состояния.

1.2. Общая характеристика методов

Целью применения методов неразрушающего контроля (НК) является поиск локации дефектов, выявление степени их опасности и дальнейшее исключение элементов конструкции (или их замена), которые могут привести к аварийному состоянию. Общей особенностью данной группы методов является возможность осуществления контроля без повреждения или разрушения исследуемого объекта. Чаще всего в авиации применяются следующие методы НК [15]:

- Визуально-оптический – данный вид НК, основан на анализе взаимодействия оптического излучения с объектом контроля;
- Вихретоковый – вид НК, который основан на анализе взаимодействия внешнего электромагнитного поля с электромагнитным полем вихревых токов, наводимых в объекте контроля этим полем;
- Магнитный - вид НК, основан на регистрации магнитных полей рассеяния, возникающих над дефектами;
- Ультразвуковой (акустический) - вид НК, основан на анализе параметров упругих волн, возбуждаемых и/или возникающих в контролируемом объекте (при частотах ниже 20 кГц применим термин "акустический");
- Капиллярный - вид НК, основан на проникновении жидких веществ в поверхностные полости объекта контроля и их выявлении при визуальном осмотре;
- Рентгенографический - вид НК, основан на анализе параметров, полученных после взаимодействия проникающего ионизирующего излучения в объект.

Каждый метод, обладает уникальными особенностями, которые как расширяют, так и ограничивают их применение. И только один из видов обладает возможностью непрерывного контроля – акустическая эмиссия. Следует рассмотреть метод подробнее и сопоставить его с наиболее близким аналогом – ультразвуковым методом.

1.3. Сопоставление акустической эмиссии с ультразвуковым методом

Ультразвуковой метод построен на физическом явлении возникновения в теле упругих колебаний, которые взаимодействуя с дефектами структуры изменяют свои параметры. Частота колебаний ультразвука выше порога слышимости у человека (от 1 до 5 МГц). Из-за большой частоты колебаний ультразвук обладает уникальными свойствами. Пучки ультразвуковой волны могут быть строго направлены, а отражение и преломление их может быть описано законами геометрической оптики. Волна в исследуемом теле генерируется извне (за счет работы прибора), далее она распространяется в теле,

сталкивается со структурными дефектами материала и образуется отраженное поле. Отраженная волна регистрируется специальным преобразователем. На основе параметров найденного сигнала судят о наличии дефекта. Например, уменьшение интенсивности волны указывает на наличие дефекта. Если найденный дефект имеет большие размеры, то за ним образуется «акустическая тень» [14].

Отличительными особенностями акустически-эмиссионного метода (АЭ) являются: процесс возникновения волн и возможность контроля свойств материала от момента возникновения дефекта до разрушения. Диапазон частот метода АЭ обычно от 20 кГц до 1 МГц [1]. В АЭ методе источником сигнала является сам материал. Волна возникает за счет появления или развития дефектов в виде трещин, коррозии, расслоений и т.д. На тело устанавливается датчик, который улавливает АЭ сигнал, далее сигнал преобразуется в электрический импульс, фильтруется. Полученные данные после фильтрации обрабатываются (по параметрам: амплитуды, числу сигналов, времени нарастания и т.д.). В результате программной обработки, определяется локация и степень опасности дефекта [14]. Подробное сравнение двух методик приведено в таблице 1.

Таблица 1

Сравнение метода акустической эмиссии и ультразвукового метода

Параметры сравнения	Метод акустической эмиссии	Ультразвуковой метод
Определяемые параметры	Движение, локация, степень опасности дефекта	Локация, размеры дефекта
Источник сигнала	Сам материал	Прибор
Наличие нагружения	Требуется	Не требуется
Слабые стороны метода	Чувствителен к шуму	Чувствителен к геометрии
Затрачиваемые усилия на проверку	Малые усилия	Значительные усилия
Поверхность контроля	Только к поверхности для установки датчиков	Требуется доступ ко всей поверхности
Контроль крупных объектов	Реализуется	Реализуется, но с проблемами
Циклы нагружения	Один цикл нагружения	Постепенное сканирование
Возможность снятия показаний дистанционно	Возможно	Невозможно
Возможность контроля объекта во время эксплуатации	Возможно	Невозможно

Как видно из таблицы, главным недостатком является необходимость фильтрации шумовых сигналов, осложняющих дальнейшую процедуру обработки [1,2,3]. Хотя данная проблема и присутствует, но современные методы фильтрации позволяют эффективно уменьшать влияние помех и получать достоверные результаты исследований. На сегодняшний день, используются множество методов, осуществляющих фильтрацию:

- По средним локациям;
- По попаданию на схему;
- По попаданию внутрь треугольника;
- По затуханию амплитуды;
- По координатам локации;
- По параметрам импульсов;

- По наборам датчиков;
- По затуханию энергетического параметра;
- По количественному затуханию энергетического параметра;
- и т.д.

С другой стороны, из таблицы 1 видно, что основными достоинствами метода, выделяющими его на фоне конкурентных, являются: возможность постоянного контроля, высокая степень чувствительности к развивающимся дефектам, возможность определения местоположений дефектов и присвоение им класса опасности.

2. Метод акустической эмиссии

2.1. Метод акустической эмиссии, как основа системы мониторинга конструкций

Ученые Иоффе А.Ф. и Классен М.В. обратили внимание на появление шумов при формоизменении нагретых заготовок из цинка и кристаллов каменной соли. Они изучили это явление и объяснили его указав на взаимосвязь между уровнем приложенной нагрузки и частотой возникающих акустических сигналов. Позже Кайзером Д. (рисунок 1В) были опубликованы первые работы по систематическому исследованию шумов, возникающих при нагружении и деформации материалов. В его работах показано, что акустический шум, возникающий при деформации, обнаруживается у многих материалов. Следует отметить, автор наблюдал возникновение акустического шума уже на первых стадиях нагружения [4]. Огромный вклад в развитие метода акустической эмиссии внесли российские и зарубежные исследователи: Иванов В. И., Муравин Г. Б., Дробот Ю. Б., Баранов В.М., Грешников В. А., Носов В.В., Otsu M., Dunegan H. L., Ono K., Forde M. C., Scruby C. V., и др. [14]. На сегодняшний день, метод применяется в различных отраслях промышленности. С помощью данного метода решаются проблемы:

- 1) Контроля состояний объектов;
- 2) Исследование процессов: релаксации напряжений, сопровождения механических испытаний, уточнения механизмов формоизменений (деформаций).

Метод обладает большой популярностью, так как обладает следующими преимуществами:

- 1) Осуществления контроля процессов изменения свойств материала в реальном режиме времени. Под процессами подразумевается изменение свойств из-за: сварки, трещинообразования, расслоения и т.д. Применение метода в области контроля сварных швов было подтверждено авторами работ [7,8]. В их работах исследовался вопрос контроля непроваров при сварке корабельной стали. Итогами экспериментов являются выявленные параметры акустических сигналов (при данном виде дефекта), а также методика по определению положения дефекта.

- 2) Возможности контроля объекта с установленным преобразователем или несколькими преобразователями. В работе автора [6] изучалась вероятность применения метода АЭ при определении течи в нефтепроводах. На исследуемый автором трубопровод устанавливалась система по сбору данных, состоящая из равноудаленных друг от друга преобразователей (Выдерживалось расстояние в 60 м). В результате анализа полученных данных было найдено положение течи и найдены очаги коррозии. Результат эксперимента был подтвержден использованием в качестве проверки визуально-измерительного метода.

- 3) Высокой чувствительности. В работе [9] осуществлялся анализ чувствительности метода, который показал точность равную $1 \cdot 10^{-6}$ мм². Данная точность получена в результате лабораторных исследований, т.е. она сложно достижима в практическом использовании из-за наличия производственных или промышленных

шумов. С другой стороны, в ходе практических испытаний метод АЭ позволял найти трещины с приращением в десятые доли миллиметра, что и указывает на его хорошую чувствительность [14].

2.2. Сущность метода

Акустико-эмиссионной волной можно условно назвать перемещающуюся в материале объекта звуковую волну, вызванную быстрым высвобождением энергии в материале. Примером модели быстрого освобождения энергии является: звук, который возникает в результате разрыва бумаги на части. Представим тело, подвешенное на пружине. Колебанием будет называться движение, которое совершает тело на пружине (в подвешенном состоянии), если его натянуть и отпустить. В результате этого действия, она будет колебаться во времени по синусоидальному закону вверх и вниз (относительно положения равновесия). Данный вид колебаний возникает только в случае, если движущая сила пружины будет увеличивается пропорционально отклонению. Таким образом мы получаем упругую силу. Любое тело состоит из частиц. Частицы закреплены к своим местам упругими силами, и пока действуют нагрузки на растяжение или на сжатие (до предела упругости) оно будет вести себя аналогично пружине. Очень упрощенно твердое тело можно изобразить в виде модели, показанной на рисунке 1А, но только пространственной.

Допустим, что в частицах вещества расположенных на левой стороне модели рисунка 1А в один и тот же промежуток времени возникают синусоидальные колебания (в одинаковом такте). Тогда частицы первой плоскости будут колебаться с одинаковой амплитудой и частотой. Упругие силы будут передавать колебания частицам второй плоскости, а когда эти частицы начнут колебаться, колебания передастся третьей плоскости и т. д. Поскольку частицы во всем теле приходят в движение не одновременно и не находятся в одинаковом состоянии движения (постоянно), следует вывод – они не закреплены жёстко. Все иначе в упругих материалах. Чтобы движение передалось нужно время. частицы какой-то плоскости проходят положение равновесия, допустим при колебаниях справа налево, частицы, располагающиеся в плоскостях дальше (правее), только начинают свой путь. Т.е. плоскости, к которым движение дошло позже, отстают по фазе от передних. В теле могут возникать зоны уплотнения и расширения. Они появляются, когда присутствуют колебания с сдвинутой фазой. Пример зон расширения и сжатия приведен на рисунке 1Б. Упругая волна является множеством зон уплотнений и расширений, которые перемещаются с одной и той же скоростью. Притом перемещение зон происходит на одинаковое расстояние, но частицы остаются (колеблются) только около своего положения равновесия. В ходе движения возникает сопротивление растяжению или сжатию и именно эта особенность влияет на возможность передавать упругие волны. В начальный момент времени волна распространяется в зоне первоначального возбуждения, со временем зона увеличивается во все стороны. Вследствие расширения, объем занимаемый волновым движением увеличивается, интенсивность падает, т.е. происходит затухание волны. Уже при деформации в 100 микрон, возникающие звуковые волны в диапазоне от нескольких Гц до МГц могут быть зарегистрированы АЭ системой с последующим расчетом местоположения трещины. Данные волны и будут акустико-эмиссионными волнами. Существенным отличием метода АЭ от других методов дефектоскопии является то, что звуковые волны не индуцируются в среду. Волны возникают в среде самостоятельно (без внешнего по отношению к материалу объекта источника звука) под воздействием какой-либо нагрузки: давления, температуры, механического нагружения [9].

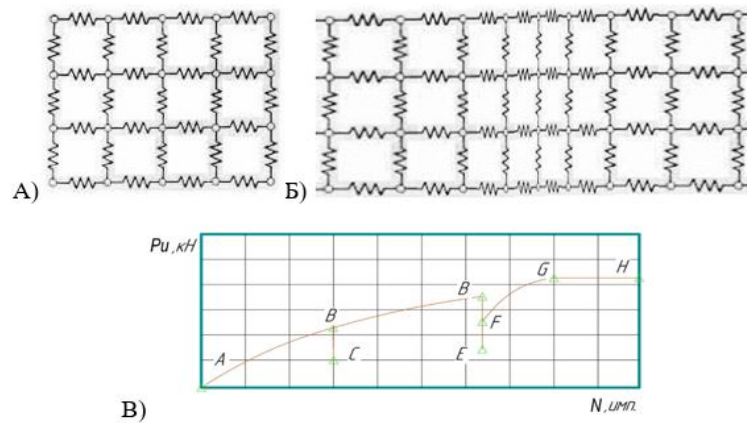


Рис. 1. А) Упрощённая модель твердого тела; Б) Упрощённая модель продольной волны; В) График Кайзера Д

Следует отметить, что предложенная ранее модель источника сигналов АЭ представлена для общего представления протекания процесса. Более подробной является модель источника сигнала АЭ упруго деформированного материала описанная в работах Носова В.В, связанная со структурными и прочностными характеристиками материала. Автор рассматривает АЭ как единое множество действующих в пространстве точечных источников упругого излучения, показанных на рисунке 2 [16,17].

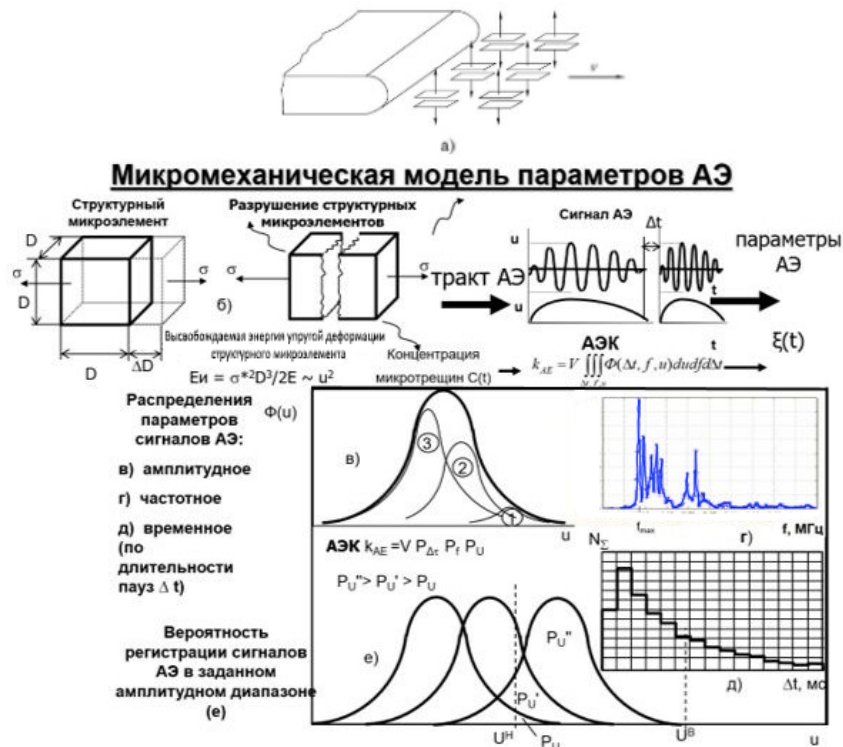


Рис. 2. Схема расположения точечных источников в окрестности устья трещины (а) и микромеханическая модель параметров АЭ (б, в, г, д, е)

Источники располагаются в окрестности устья усталостной трещины (при процессе развития трещины). Амплитуда импульсов АЭ находится по: скорости роста; площади поверхности, получившейся при скачке трещины; координатам источника АЭ; точки наблюдения; характеристике среды; глубине трещины; типу волн. Сутью

модели является разделение исходного объекта на ячейки, условием разрушения которых является наличие критического напряжения разрыва. Если происходит разрыв, возникает импульс. Активность АЭ будет равняться количеству разрушившихся ячеек за единицу времени. Автор работ смог связать выделяющуюся от трещины энергию E_c упругих колебаний с размерами микротрещины. Формула по расчету в поле нормальных напряжений σ , имеет вид:

$$E_c = \pi(1 - \nu)\sigma^2 D\alpha^2, \quad (1)$$

где D, α – поперечный и продольный размер зарождающейся трещины; ν – коэффициент Пуассона.

В некоторых случаях АЭ-наблюдения связывают с результатами микротрещинообразования, которое описывается по формуле:

$$dC(t) = [C_0 - C(t)]p(t)dt, \quad (2)$$

где C – число микротрещин; t – время роста трещин; $p(t)$ – вероятность появления трещин; C_0 – максимально допускаемая плотность трещин.

2.3. Параметры акустической волны

На рисунке 3 представлен график синусоидальной волны.

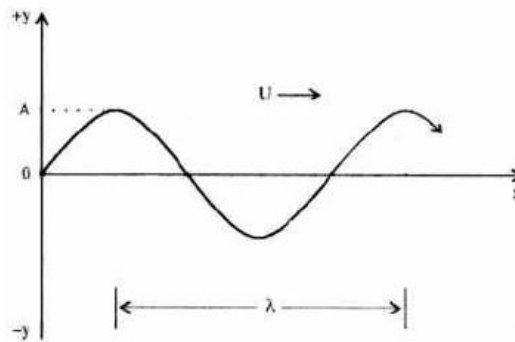


Рис. 3. График синусоидальной волны

Параметрами, характеризующими волну, являются:

Частота, обозначается символом « f » и отражает число колебаний частицы в секунду. Она одинакова для всех частиц (в одной волне) и равна частоте возмущения.

Длина волны, обозначается символом « λ ». Является расстоянием между двумя плоскостями, частицы которых находятся в одинаковых состояниях движения. Обратно пропорциональна частоте. При высоких частотах наблюдаются малые длины волн, а при низких частотах – большие длины волн.

Скорость звука, обозначается символом « V », является свойством вещества, отражающим скорость распространения определенного состояния. Обычно постоянна для всех длин волн и частот. Для веществ с стекловидным бесструктурным строением справедливо одинаковое значение величины. Кристаллические вещества, обладающие анизотропией упругих свойств, будут характеризоваться неодинаковой скоростью звука. В случае если выделяется какое-либо одно кристаллографическое направление, т.е. наблюдается текстура, то оно обнаруживается из-за того, что скорости звука в различных направлениях отличаются. Упругая анизотропия особенно резко выражена у меди и латуни. Такая же анизотропия наблюдается и в аустенитных сталях.

Звуковое давление, обозначается символом « P ». Если присутствует повышенная концентрация частиц (сжатие), давление будет превышать нормальное, если пониженная концентрация частиц (расширение), то давление падает. Звуковое давление изменяется по синусоидальному закону (чередуются места расширения и сжатия) и наблюдается не только в газах, но и в жидкостях, твердых телах [10].

2.4. Связь параметров акустической эмиссии с процессами разрушения

Нормативные документы подразделяют источники сигналов АЭ на четыре класса [2,3,11]:

- 1) Пассивный;
- 2) Активный;
- 3) Критически активный;
- 4) Катастрофически активный.

Классификация проводится, в большинстве случаев, по первичным параметрам акустического сигнала: амплитуды, импульса, энергии, активности и т.д. Одним из основных параметров, который связан с процессами разрушения является амплитуда. В связи с этим, в работе будут рассмотрены основные три метода классификации по амплитуде. Автором [9] был разработан и описан метод, отражающий зависимость между числом скачков с амплитудой u_m и параметром Λ . Расчет производился по формуле:

$$\Lambda = \sum_m u_m N_i, \quad (3)$$

где m – число принятых уровней дискриминации; N_i – число скачков с амплитудой u_m .

Была выведена зависимость, связывающая между собой пластическую деформацию ϵ_p , среднеквадратичное значение амплитуды $\bar{u}$, и скорость деформирования $\dot{\epsilon}$. Она получена на основе результатов экспериментов по статическому растяжению образцов из стали 10ГН2МФА и из стали 10 [3]:

$$\bar{u} = k_0 \sqrt{\dot{\epsilon}} e^{-d\epsilon_p}, \quad (4)$$

где k_0 , d – константы.

Амплитудный критерий применим при расчете оценки состояния объекта (таблица 2). Для применения амплитудного критерия [2] необходимо выполнить следующие условия:

- 1) Восстановить амплитуду импульсов АЭ вблизи источника;
- 2) Определить граничное значение допустимой амплитуды.

Рассмотрим метод, основанный на критерии состояния b-value. Этот критерий отражает аппроксимацию амплитудного распределения. Авторы научных работ [12,13] рассматривали его в качестве основного при сопоставлении состояния амплитудного распределения и критериев нагрузки. Эксперимент заключался в сжатии образцов из горных пород. Итогом работы является описание методики разделения стадий упругой деформации и стадии образования трещины (трещин). Процесс разрушения может быть описан методом основанным на связи параметров суммарной АЭ N_Σ , скорости счета $\dot{N}$ и взаимосвязи параметров $\dot{N}$, $\dot{\epsilon}$, ϵ_p [3].

$$\dot{N} = A \exp[-k_0 \dot{\epsilon}^{-\frac{1}{2}} u_\pi \exp(d\epsilon_p)], \quad (5)$$

где A – амплитуда, k_0 – волновое число сдвиговых волн.

Как видно из формулы, суммарная АЭ зависит от коэффициента интенсивности напряжений (КИН), по значениям которого можно получить примерное представление о техническом состоянии объекта (размер трещины не однозначно связан с параметрами). Метод широко распространен при разработке критериальных параметров и исследователи описывали состояние объекта зависимостью суммарного счета от обобщенного параметра нагружения (время, КИН, нагрузка и т.д.) [14].

Локально-динамический критерий [12], является одним из наиболее применяемых способов классификации источников сигналов и вычисляется по формуле:

$$m_{i(N)} = \frac{\Delta N_i P_i}{\Delta P_i N_i}, \quad (6)$$

где $\Delta N_i = N_{i+1} - N_i$, $\Delta P_i = P_{i+1} - P_i$, N_{i+1} и N_i – суммарная АЭ, P_{i+1} и P_i – обобщенный параметр нагрузки в i -ый и $(i+1)$ -ый момент времени.

Признаки формирования класса источников АЭ по описанным методам приведены в таблице 2.

Таблица 2

Классификация источников АЭ по параметрам

Класс источника	Признаки формирования класса	
	Амплитудны критерий	Локально-динамический критерий
I (Пассивный)	Получено меньше трёх импульсов за наблюдение	$m_i < 1$
II (Активный)	$A_{cp} < A_t$	$m_i \approx 1$
III (Критически активный)	$A_{cp} > A_t$	$1 < m_i < 6$
IV (Катастрофически активный)	Источник, у которого не менее трёх зарегистрированных сигналов и $A_{cp} > A_t$	$m_i > 6$

Помимо указанных выше методик, следует обратить внимание на оценку состояния уровня повреждений по активности возникновения акустических сигналов и на анализ по информационно-кинетическому методу. Метод оценки по активности возникновения акустических сигналов состоит из расчета двух параметров: Load Ratio, Calm Ratio. Расчёт основан на эффектах Кайзера (рисунок 1В) и Фелисити. Эффект Кайзера заключается в отсутствии АЭ сигналов до момента, когда не будет превышен предыдущий уровень нагружения. Если условие выполняется, то это указывает на упругий процесс формоизменения. Если сигналов при повторной нагрузке множество, то это указывает на появление дефектов, т.е. на эффект Фелисити. Для нахождения параметра Load Ratio необходимо сопоставить активности на предыдущем и последующем этапе при повышении нагрузки. Для вычисления параметра Calm Ratio необходимо найти отношение суммарной АЭ к общему числу акустических сигналов за цикл. Данный метод хорошо себя показал в определении повреждений, которые могут привести к разрушению объектов.

Диагностика конструкций состоит в оценке конструкции и способности её выполнять заданные функции. Совместные силовые и АЭ данные, изложенные в работах Носова В.В. [16,17], позволят решить эту задачу с позиций информационно-кинетического

подхода. Рассмотрим первоначальные стадии разрушения. Число микротрещин на этих стадиях невелико, а разрушение элементов обладает статистическим характером. При увеличении количества микротрещин происходит объединение их в макротрещины. Характер протекания процесса разрушения определяется при этом соотношением между структурной неоднородностью материала и неоднородностью поля механических напряжений, а число единичных импульсов АЭ приравнивается к сумме всевозможных микротрещинообразований и объединений их в макротрещины. С позиций этих представлений автором была разработана микромеханическая модель, связывающая параметры АЭ ξ с параметрами C повреждаемости материала:

$$\xi(t) = R_{AЭ} C_0 \int_{\omega_0}^{\omega_0 + \Delta\omega} \Psi(\omega) \left\{ 1 - \exp \left[- \int_0^t \frac{dt'}{\Theta(U_0, \omega(t'))} \right] \right\} d\omega \quad (7)$$

где ξ – информационный параметр АЭ; $R_{AЭ}$ – АЭ коэффициент; C_0 – начальная концентрация структурных элементов материала; t – текущее время; $\Psi(\omega)$ – функция плотности распределения ω (параметр прочностного состояния материала объекта), которая характеризует степень неоднородности материала; $\Delta\omega$ – нижняя граница и диапазон рассеяния значений.

АЭ коэффициент по сути является «звучащим» объемом и связан с долей сигналов АЭ, которые регистрируются из потока отфильтрованных импульсов.

$$R_{AЭ} = V \int \int \int_{\Delta t, f, u} \Phi(\Delta t, f, u) d\Delta t, df, du \quad (8)$$

$$\omega(t) = \frac{\gamma \sigma(t)}{KT} \quad (9)$$

где γ – активационный объем; σ – растягивающие напряжения, V – объем исследуемого материала; $\Phi(\Delta t, f, u)$ – плотность вероятности распределения откликов сигналов АЭ.

Формуле 8 можно присвоить смысл вероятности регистрации сигналов при прохождении фильтрации. Формула Журкова, определяющая время разрушения микроэлемента:

$$\Theta(U_0, \omega(t')) = \tau_0 \exp \left[\frac{U_0 - \gamma \sigma(t)}{KT} \right] \quad (10)$$

где U_0 – энергия активации процесса разрушения (не зависит от состояния структуры).

Информационными параметрами метода будут являться: суммарный счет АЭ, число регистрируемых импульсов, суммарная амплитуда или комбинация данных параметров.

3. Экспериментальные результаты

3.1. Порядок проведения эксперимента

Летательные аппараты, на сегодняшний день, являются дорогостоящими и технически сложными конструкциями, которые требуют постоянного контроля для осуществления безопасной и стабильной работы. Традиционные методы контроля конструкции ЛА позволяют осуществлять только периодический контроль, без возможности исследования состояния конструкции во время эксплуатации. Метод АЭ

позволит решить данные проблемы при подтверждении возможности его использования в данной области. В октябре 2020 года, на аэродроме «Гостилицы», были проведены экспериментальные вылеты на легкомоторном самолете CESSNA с установленными датчиками АЭ. Порядок проведения эксперимента осуществлялся согласно ГОСТ Р ИСО 22096-2015 «Контроль состояния и диагностика машин. Метод акустической эмиссии» [1].

Цель эксперимента: исследование конструкции летательного аппарата и подтверждение экспериментальными данными возможности применения метода АЭ в области контроля конструкции летательных аппаратов.

Фотографии самолета с двух ракурсов, на котором были произведены вылеты, представлены на рисунке 4.



Рис. 4. Фотографии легкомоторного самолета CESSNA

На ЛА были установлены датчики акустической эмиссии. Установка осуществлялась с помощью специальных магнитных бандажей. В качестве точек установки были выбраны самые нагруженные элементы конструкции:

- 1 Лонжерон крыльев;
- 2 Фюзеляж хвостовой части.

Лонжерон является основным силовым элемент конструкции, располагающийся по длине конструкции. Схематично он приведен на рисунке 5А. Фотографии установленных датчиков представлены на рисунке 5Б и 5В. Данный элемент конструкции был выбран, поскольку воспринимает от 30...50% веса и сопротивления самолета.

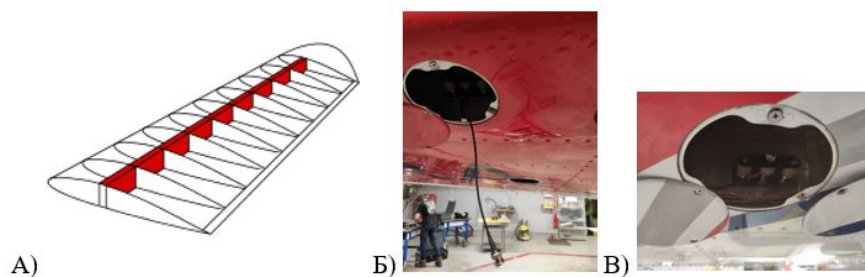


Рис. 5. А – Условная структура лонжерона;
Б, В – фотографии установленных датчиков на лонжероне

Фюзеляж – корпус летательного аппарата, связывающий между собой консоли крыла, оперения и, в некоторых случаях, шасси. Фюзеляж предназначен для размещения

целевой нагрузки от оборудования и от присоединённых к нему частей самолёта. После установки датчиков, для получения качественного сигнала, были расположены предусилители. Фото предусилителя (в установленном состоянии) показан на рисунке 6. Данный блок устанавливается непосредственно вблизи датчика АЭ. Он позволяет передавать сигнал от датчика на достаточные расстояния до прибора АЭ, увеличивая амплитуду сигнала, полученного с датчика.



Рис. 6. Фотография предусилителя

После разгона и взлёта самолёта, на крыло действует распределённая сила, создающая изгибающий момент и, поскольку крыло не ломается, в нём возникают внутренние силы, препятствующие перемещениям. Если материал элементов конструкции обладает какими-то отклонениями, датчик АЭ будет регистрировать сигнал. Схематичные примеры деформации крыла показаны на рисунке 7.

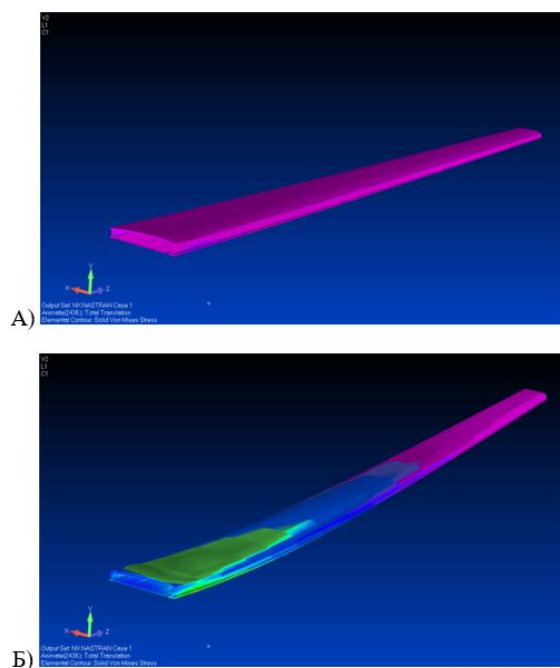


Рис. 7. Схематичные примеры деформации крыла самолета в полёте:
А) Крыло в не нагруженном состоянии; Б) Крыло под нагрузкой

В ходе эксперимента датчики зафиксировали импульсные сигналы, которые усиливались предусилителем, поступали в систему, вновь усиливались, регистрировались программой на компьютере и фильтровались. Этап фильтрации заключался в отсеивании результатов, которые не превышали установленный порог. После фильтрации были зафиксированы параметры: числа импульсов, энергии, суммарного счета, амплитуды (рисунок 8). Как видно из рисунка 8, графики не доходят до горизонтальной оси. Это происходит из-за того, что значения амплитуды регистрируются только в случае превышения порога фильтрации. Программным методом, по полученным данным, были рассчитаны координаты локаций потенциальных дефектов структуры. На рисунке 9 приведено схематичное отображение найденных положений локаций в конструкции летательного аппарата.

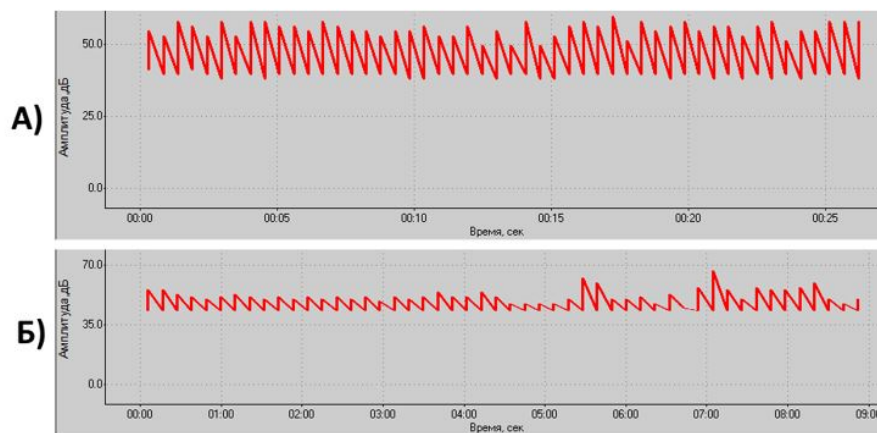


Рис. 8. Графики зарегистрированных АЭ амплитуд:
А – С фюзеляжа хвостовой части; Б – с лонжерона крыла

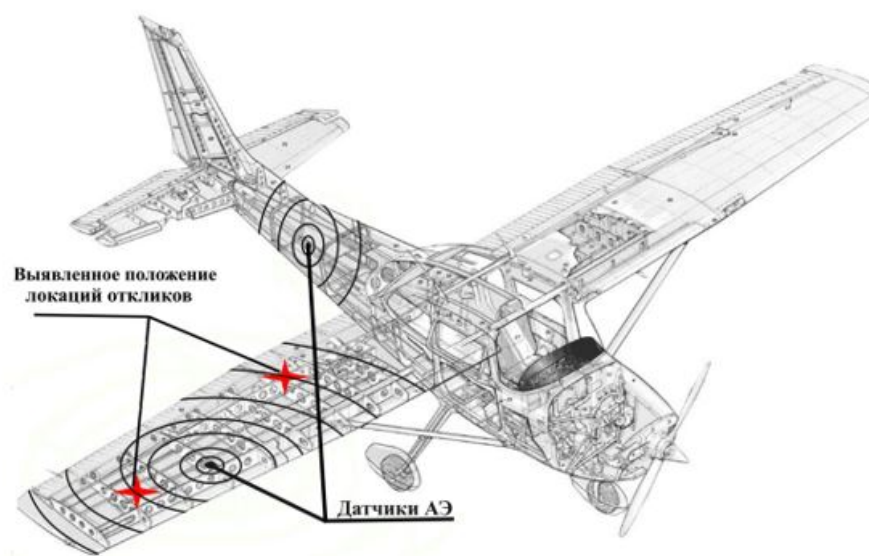


Рис. 9. Схематичное отображение найденных локаций
на всей конструкции самолета

Таким образом, на основе полученных данных, были найдены две локации сигналов в конструкции крыла летательного аппарата. Т.е. метод подтвердил свою возможность использования в области дефектоскопии конструкции самолётов.

4. Экономическая выгода

Был произведен анализ рынка современных дефектоскопов. Условно было рассчитано, что для использования комбинации методов: визуально-оптический, радиационный и ультразвуковой – необходимо затратить сумму равную 5448120 р. Эта сумма отображает затраты на аттестацию (3 года) и покупку оборудования для контроля конструкции аппаратов. Данная сумма получена с сайта компании, осуществляющей аттестацию и закупку оборудования для лабораторий. Аналогичный расчет для комбинации методов акустической эмиссии и вихретокового метода показал сумму в 1523500 р, что примерно в 3,5 раза дешевле использования традиционных методов. Стоит так же выделить, что крупные отечественные авиакомпании вынуждены закупать импортную аппаратуру, осуществляющую контроль конструкции. Данная аппаратура является дорогостоящей. Это приводит к тому, что небольшие отечественные авиакомпании не могут закупать данные приборы. На сегодняшний день, помимо ОАО «Аэрофлот», имеющего, на момент 01.02.21 в своем распоряжении 236 воздушных судов, в России имеются еще 9 крупных компаний по числу внутренних и внешних перевозок. Данные компании представлены на рисунке 10.

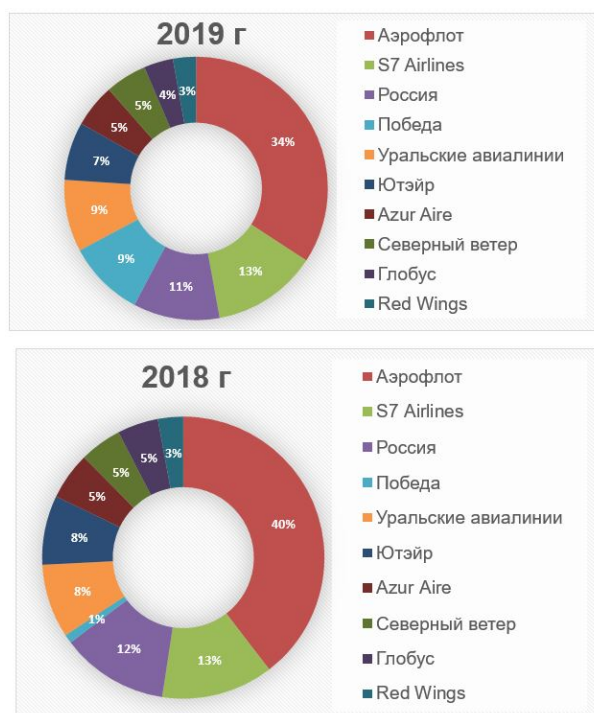


Рис. 10. Статистика перевозок Российских авиакомпаний за 2018-2019 г.

Потенциально данные компании являются покупателями нового бортового комплекса. Уже на данном этапе, такие компании как: Аэрофлот, ЮТР, Россия – видят большой потенциал в применении метода акустической эмиссии.

Заключение

Основные выводы и результаты работы заключаются в следующем:

1) Проведенный анализ методов неразрушающего контроля показал большой потенциал в применении нового метода, основанного на акустической эмиссии, в связи с тем, что он обладает рядом сильных преимуществ: позволяет дистанционно контролировать конструкции во время эксплуатации самолета; не требует доступа ко

всей поверхности исследуемого объекта; анализ происходит за один цикл нагружения; метод применим для контроля габаритных объектов и обладает широким диапазоном исследуемых материалов.

2) Подробное изучение метода акустической эмиссии с точки зрения физического принципа работы привело к выводу о том, что метод может обладать потенциально большой точностью в определении положения развивающихся дефектов конструкции, поскольку существует несколько методик, определяющих связь параметров АЭ и процессов разрушения.

3) В результате проведенных экспериментальных полётов и последующего анализа результатов, было выявлено что метод позволяет определять локации потенциальных мест дефектов, в частности были найдены две локации в конструкции крыла самолёта. Таким образом метод АЭ доказал свою потенциальную возможность использования в области авиационной дефектоскопии в части создания бортовых систем неразрушающего контроля ЛА.

4) В ходе анализа современного рынка авиационных дефектоскопов было выявлено, что условно метод позволит сократить затрачиваемые ресурсы на исследование самолетов, примерно в 3,5 раза. Т.е. он будет доступен как для крупных, так и для развивающихся компаний.

Список литературы

1. ГОСТ Р iso 22096-2015. Контроль состояния и диагностика машин. Метод акустической эмиссии.
2. ПБ 03-593-03. Правила организации и проведения акустико-эмиссионного контроля сосудов, аппаратов, котлов и технологических трубопроводов.
3. Иванов В.И., Власов И.Э. Метод акустической эмиссии. Неразрушающий контроль: Справочник; В 7 т. Под общ. ред. В.В.Клюева. Т. 7. Кн. 1. М.: Машиностроение. 2005, – 340 с.
4. Kaiser J. Untersuchung uber das auftreten Gerauschen beim Zugversuch: PhD thesis. / J. Kaiser // Arkiv fur das Eisenhüttenwesen, AREIA. 1953. Vol. 24. №1-2. P. 43-45.
5. Иванов В.И., Барат В.А. Акустико-эмиссионная диагностика: справ. М.: Издательский дом «Спектр», 2017. – 368 с.:ил.
6. Харебов В.Г., Жуков А.В., Кузьмин А.Н. Практическая оценка метода акустической эмиссии на технологических газопроводах // В мире неразрушающего контроля. 2008. №3(41). С. 24-26.
7. Степанова Л.Н., Чаплыгин В.Н., Кабанов С.И. и др. Исследование связи информативных параметров сигналов акустической эмиссии с процессом разрушения образцов с дефектами сварки // Дефектоскопия. 2012. №6. С. 11-21.
8. Носов В.В., Ярилова А.Р., Зеленский Н.А., Матвиев И.В. Оценка прочности и ресурса сварных конструкций на основе микромеханической модели акустической эмиссии при статическом нагружении // Деформация и разрушение материалов. 2016. №11. С. 38-45.
9. Гусев О.В. Акустическая эмиссия при деформировании монокристаллов тугоплавких металлов. М.: Наука, 1982. 108 с.
10. Руководство пользователя акустико-эмиссионной системы ЛОКТОН // ЗАО «ЭЛТЕСТ». Москва. -254с.
11. Шнайдер Л.А., Кулешов В.К. Возможность акустико-эмиссионного мониторинга потенциально опасных узлов и участков линейной части магистральных нефтепродуктов //

Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. 2002. №5. С. 143-146.

12. Sagar R.V. Importance of acoustic emission based b-value in the study of fracture process in reinforced concrete structures // 9th International Conference on Fracture Mechanics of Concrete and Concrete Structures FraMCoS-9. May 2016. DOI 10.21012/FC9.040.

13. Ono K. Application of acoustic emission for structure diagnosis // Diagnostyka – Diagnostics and structural health monitoring 2. 2011. pp. 3-17.

14. Чернов Д.В., [Текст]: Разработка методов диагностики усталостных трещин с помощью акустической эмиссии. Тема диссертации и автореферата по ВАК РФ 05.11.13, кандидат наук Чернов Дмитрий Витальевич– М., 2018. – 148 с.

15. ГОСТ Р 56542-2015: Контроль неразрушающий. Классификация видов и методов [Текст]. – 2019 г. -19 с.

16. Носов В. В. Н 84 Диагностика машин и оборудования: Учебное пособие. 2-е изд., испр. и доп. — СПб.: Издательство «Лань», 2012. — 384 с.: ил. — (Учебники для вузов. Специальная литература).

17. Носов В. В., Ямилова А. Р. Метод акустической эмиссии. Санкт-Петербург: Лань, 2017 - 304

References

1. ISO 22096:2007 "Condition monitoring and diagnostics of machines - Acoustic emission", IDT

2. PB 03-593-03. Regulations on organization and execution for acoustic emission inspection of vessels boilers apparatus and process piping.

3. Ivanov V.I., Vlasov I.E. Acoustic emission. Handbook in 8 volumes edited by V.V.Kluev. Volume 7, Book 1, pp. 1 - 340 (in Russian).

4. Kaiser J. Untersuchung uber das auftreten Gerauschen beim Zugversuch: PhD thesis. / J. Kaiser // Arkiv fur das Eisenhüttenwesen, AREIA. 1953. Vol. 24. №1-2. P. 43-45.

5. Ivanov V. I., Barat V. A. Acoustic emission diagnostics: reference book. M.: Publishing house «Spectrum», 2017. 368 p.

6. Kharebov V.G., Zhukov A.V., Kuzmin A.N. Practical assessment of the method of acoustic emission on technological gas pipelines // In the world of non-destructive testing. 2008. No. 3 (41), 24-26.

7. Stepanova L.N., Chaplygin V.N., Kabanov S.I. et al. Investigation of the relationship of informative parameters of acoustic emission signals with the process of destruction of samples with welding defects // Defektoskopiya. 2012. No. 6, 11-21 p.

8. Nosov V.V., Yarmilova A.R., Zelensky N.A., Matviyan I.V. Assessment of strength and service life of welded structures based on a micromechanical model of acoustic emission under static loading // Deformation and destruction of materials. 2016. No. 11. 38-45 p.

9. O. V. Gusev, Acoustic Emission in Deformation of Single Crystals of Refractory Metals [in Russian], Nauka, Moscow (1982).

10. User's manual for the LOCKTON acoustic emission system // «ELTEST». Moscow. -254 p.

11. Schneider L.A., Kuleshov V.K. Possibility of acoustic emission monitoring of potentially dangerous nodes and sections of the linear part of main oil products // Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Engineering of georesources. 2002. No. 5. 143-146 p.

12. Sagar R.V. Importance of acoustic emission based b-value in the study of fracture process in reinforced concrete structures // 9th International Conference on Fracture Mechanics of Concrete and Concrete Structures FraMCoS-9. May 2016. DOI 10.21012/FC9.040.

13. Ono K. Application of acoustic emission for structure diagnosis // Diagnostyka – Diagnostics and structural health monitoring 2. 2011. pp. 3-17.
14. Chernov D.V. [text]: Development of methods for diagnostics of fatigue cracks using acoustic emission. Topic of thesis and abstract for the Higher Attestation Commission of the Russian Federation 05.11.13, Candidate of Sciences Chernov Dmitry Vitalevich - M., 2018. - 148 p.
15. GOST R 56542-2015: Non-destructive testing. Classification of types and methods [Text]. - 2019 -19.
16. Nosov V. V. N 84 Diagnostics of machines and equipment: textbook. SPb.: Publishing house "Lan", 2012. - 384 p. (Textbooks for universities. Special literature).
17. Nosov V.V., Yamilova A.R. Method of acoustic emission. St. Petersburg: Lan, 2017 – 304.

УДК: 621.6
OECD: 2.03

Диагностика промышленного оборудования и локализация дефектов с использованием совмещенного анализа тензометрического и вибрационного спектров

Валеев А.Р.^{1*}, Ташбулатов Р.Р.², Харрасов Б.Г.³, Ганиева И.И.⁴
^{1,2} К.т.н., доцент, ³ Заведующий лабораторией, ⁴ Инженер
^{1,2,3,4} Кафедра «Транспорт и хранение нефти и газа», Уфимский
государственный нефтяной технический университет, г. Уфа, РФ

Аннотация

В работе рассмотрены преимущества и недостатки существующих методов диагностики промышленного оборудования, в особенности вибрационной диагностики, анализирующей спектр вибрации. Для устранения недостатков такого метода предлагается анализ тензометрического спектра, использование которого позволяет получить информацию о расположении дефекта, его частоте и интенсивности колебания. В работе также приведена концепция использования совмещенного анализа тензометрического и вибрационного спектров для диагностики промышленного оборудования и локализация дефектов в нем. Представлена методика локализации отдельных импульсов и источников случайной вибрации с использованием тензометрических и вибрационных датчиков. Для ее реализации был разработан специальный электронный блок, проведены экспериментальные исследования, апробирующие данную методику. По результатам эксперимента установлено, что местоположение определяется с достаточной точностью. Таким образом, становится возможным анализ отдельных импульсов и локализация местоположения каждого появляющегося импульса при постоянной или случайной вибрации промышленного оборудования, что повысит надежность и полноту диагностирования.

Ключевые слова: диагностика, спектр, вибрация, техническое состояние, тензометрия.

Diagnostics of industrial equipment and localization of defects using combined analysis of strain and vibration spectra

Valeev A.R.^{1*}, Tashbulatov R.R.², Kharrasov B.G.³, Ganieva I.I.⁴
^{1,2} Phd, associate professor, ³ Laboratory head, ⁴ Engineer
^{1,2,3,4} The department of Transport and Storage of Oil and Gas, Ufa State Petroleum
Technological University, Ufa, Russia

Abstract

The paper considers the advantages and disadvantages of existing methods of diagnostics of industrial equipment, especially vibration diagnostics that analyze the vibration spectrum. To eliminate the disadvantages of this method, an analysis of the strain spectrum is proposed, the use of which allows obtaining information about the location of the defect, its frequency and intensity of vibration. The paper also presents the concept of using a combined analysis of the strain and vibration spectra for the diagnosis of industrial equipment and the localization of defects in it. The method of localization of individual pulses and sources of random vibration using strain gauges and vibration sensors is presented. For its implementation, a special electronic

*E-mail: anv-v@yandex.ru (Валеев А.Р.)

unit is developed, experimental studies are conducted, testing this technique. According to the results of the experiment, it is found that the location is determined with sufficient accuracy. Thus, it becomes possible to analyze individual pulses and localize the location of each emerging pulse with constant or random vibration of industrial equipment, which increases the reliability and completeness of diagnostics.

Keywords: diagnostics, spectrum, vibration, technical condition, strain gauge analysis.

Введение

При эксплуатации ответственного промышленного оборудования необходимо периодически или непрерывно проводить контроль технического состояния, и при возникновении дефектов проводить диагностику, идентифицировать дефект, определять степень его опасности и оценивать остаточный ресурс [1].

Для выявления причин вибрации промышленного оборудования и оценки состояния отдельных его узлов применяется спектральный метод анализа вибросигналов, основанный на первичном преобразовании Фурье [2]. На основе такого метода уже возможна идентификация отдельных дефектов и причин ухудшения работы оборудования. Также, это преобразование обладает и определенными недостатками: вследствие потери информации о временном факторе искажается представление о динамике изменения спектрального состава сигнала, что не позволяет производить всесторонний анализ вибросигнала. В отдельных случаях это приводит к невозможности однозначного определения дефектов, ведущих к частотной и амплитудной модуляции вибросигнала, таких как нарушение условий смазки подшипников, изгибная деформация рабочего колеса, также возникают сложности выявления скрытых дефектов и разделения между собой основных неисправностей, которые имеют сходные диагностические признаки. В спектр вибросигнала, кроме того, неизбежно попадают частоты различных шумов, помех, резонансных явлений, возможен вклад в общий спектр других источников вибрации. При влиянии шумов, наведенных колебаний и других полигармонических процессов легко могут затеряться полезные сигналы на тех частотах, на которых дефекты наиболее ярко себя проявляют. Поэтому, риск пропуска дефекта достаточно велик. Также данный метод требует информации об опытной наработке данного типа оборудования и формирования базы данных дефектов.

Вариацией упомянутого метода является анализ акустического спектра [3]. Согласно данному методу производится замер акустического сигнала. Дефекты создают дополнительный фон, причем индивидуальный для каждого типа дефекта; производится анализ и распознавание акустического спектра с идентификацией дефектов. Однако подобный метод нуждается в опытной базе соответствующих спектров и может использовать только как вспомогательный.

Методом, использующий принципиально другой подход к диагностике, является анализ состояния масла подшипников оборудования, или в целом трибодиагностика [4]. Анализ масла позволяет получить достоверную информацию о техническом состоянии подшипников, уплотнений, состояния смазки, эффективности работы присадок, наличии ферромагнитных (металлических) и неферромагнитных включений, обводнения, параметров вязкости и качества смазки [5]. Однако неполный спектр диагностируемых дефектов не позволяет данный метод использовать в виде основного [6].

Отмечаем, что существует и ряд других методов, но которые не позволяют однозначно идентифицировать одновременно широкий перечень дефектов. Это такие методы, как параметрическая диагностика, анализ электрических параметров

электродвигателя [7] и т.д.

Таким образом, есть потребность в разработке новых надежных и универсальных методов диагностики промышленного оборудования, а также алгоритмов идентификации и локализации дефектов.

С точки зрения промышленности и трендов по цифровизации производства существует также и запрос на повышение автономности работы оборудования. В данном случае появляется необходимость в методах диагностики промышленного оборудования, которые будут реализованы в непрерывном автоматизированном режиме, с минимальным участием человека, с исключением возможности субъективной оценки и случайной ошибки. Существующие же подходы, требуют высокой степени человеческого присутствия. Хотя на данный момент и реализованы определенные системы автоматизированного контроля состояния оборудования, базирующиеся на виброанализе, но они не дают той степени универсальности, надежности и автономии, которая требуется на данный момент в промышленности.

Дополнительно подчеркнем другой запрос, сформулированный текущими потребностями промышленности. В условиях современных темпов развития техники, новые марки и типы оборудования появляются с все большей скоростью, соответственно становится все сложнее набирать многолетнюю опытную эмпирическую базу по работе оборудования и его дефектам. Таким образом, необходимо уже обслуживать и диагностировать оборудование без значительной опытной наработки. Отмечаем, что существующие методы диагностики, такие как параметрическая диагностика, анализ виброспектра, анализ шумового спектра, анализ смазки как раз и основываются именно на эмпирических данных – здесь опыт диагностики одного оборудования невозможно слепо перекладывать на другое. Значит, для удовлетворения современных потребностей промышленности необходимы универсальные и объективные методы диагностики, которые применимы одновременно для различных типов оборудования.

Итак, на основе вышесказанного заключаем следующие вызовы и задачи:

- 1) поиск новой исходной информации для диагностики оборудования; разработка метода диагностики на новых принципах;
- 2) задача автоматизации процесса диагностики; проведение ее непрерывно, без человеческого участия, с максимальной степенью объективности;
- 3) задача создания таких методов диагностики, которые будут универсальны, не требуют опытной наработки и которые применимы одновременно для различного оборудования.

1. Преимущества проведения совмещенного анализа тензометрического и вибрационного спектров

Рассмотрим возможность проведения совмещенного анализа тензометрического и вибрационного спектров, и какие могут быть преимущества. Достоинства и недостатки использования вибрационного спектра для диагностики состояния промышленного оборудования в принципе достаточно хорошо известны. Достоинствами является возможность идентификации определенных дефектов при наличии дефектных карт и реализуемость на очень широком перечне оборудования. Из недостатков – это необходимость стабильной работы оборудования иначе спектр будет искажен, отсутствие случайных ударов и вибрации; необходимость опытной наработки для составления дефектных карт; высокая субъективность при распознавании спектра, а, следовательно, трудность автоматизации.

Рассмотрим применение тензометрического спектрального анализа. В этом

случае исходными данными являются усилия в заданных точках оборудования, которые измеряются с высокой частотой, что позволяет формировать спектр. Измерения проводятся с помощью подкладных или накладных тензометрических датчиков. Использование тензометрического спектрального анализа позволяет получить ряд новых возможностей по сравнению с виброанализом. Такой анализ позволяет иметь более четкий спектр [8], менее склонен к искажению [9], позволяет определять местоположение дефекта, который создает возбуждения [10].

На основе разработанной пространственной математической модели можно получить точное положение источников колебания, иначе говоря, определить координату дефекта в пространстве: расположение в горизонтальной плоскости (в двух горизонтальных координатах) и координату по вертикали. Информация о расположении дефекта, его частоте и интенсивности колебания позволит максимально полно и точно идентифицировать дефект и определить степень его опасности по сравнению с только вибрационной диагностикой [10]. Также отмечаем, что анализ тензометрического спектра не требует значительной опытной наработки промышленного оборудования и специальной базы дефектов.

Однако авторский метод определения местоположения дефекта, описанный ранее в [10], имеют недостаток, который заключается в необходимости стабильной работы оборудования. Такой метод не позволяет определить случайные удары и дефекты, создающие нестабильную вибрацию.

Для устранения этих недостатков предлагается проведение совмещенного анализа тензометрического и вибрационного спектров, который позволяет по анализу времени распространения ударных импульсов распознать расположение дефекта.

2. Реализация совмещенного анализа тензометрического и вибрационного спектров

Для реализации совмещенного анализа тензометрического и вибрационного спектров необходимо установить тензодатчики на углах оборудования. Их можно установить или под опорами оборудования или использовать накладные тензодатчики, смонтировав на раме оборудования.

Для проведения экспериментальных исследований был разработан электронный блок, к которому подключаются тензометрические и вибрационные датчики. В качестве первых использовались резистивные тензодатчики, установленные под углами лабораторной установки, а в качестве вибрационного датчика использовался трёхосевой пьезоакселерометр на базе микросхемы ADXL335. Таким образом, измерялись данные одновременно по 7 каналам, обеспечивая минимальную задержку между двумя измерениями в 11,1 микросекунд.

Информация обрабатывалась на компьютере с использованием специально разработанной для этих целей программе, реализованной на языке Python.

На рис. 1 показала лабораторная установка с установленными датчиками.

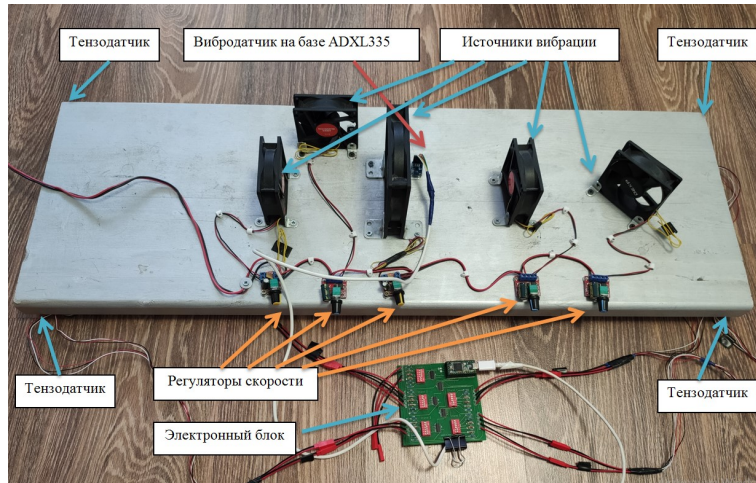


Рис. 1. Лабораторная установка с установленными датчиками

3. Использование совмещенного анализа тензометрического и вибрационного спектров для локализации одиночных импульсов

Рассмотрим, как использование контроля тензометрического сигнала (в том числе и с использованием вибродатчиков) позволяет отслеживать источники отдельных импульсов. Это актуально в разрезе нестабильной работы оборудования и наличия источников случайной вибрации, поскольку спектральный анализ для таких случаев будет искаженным.

Определение местоположения источника возможно при помощи измерения сигнала с высокой частотой, такой, что позволит определить момент достижения импульса до каждого из датчиков. Далее на основе системы, представленной ниже, определяются координаты источника.

$$\begin{cases} t_a = \frac{1}{v} \sqrt{x^2 + y^2 + z^2} + t_0 \\ t_b = \frac{1}{v} \sqrt{(L_x - x)^2 + y^2 + z^2} + t_0 \\ t_c = \frac{1}{v} \sqrt{(L_x - x)^2 + (L_y - y)^2 + z^2} + t_0 \\ t_d = \frac{1}{v} \sqrt{x^2 + (L_y - y)^2 + z^2} + t_0 \\ t_i = \frac{1}{v} \sqrt{(x - x_i)^2 + (y - y_i)^2 + (z - z_i)^2} + t_0 \end{cases}, \quad (1)$$

где t_a, t_b, t_c, t_d – время достижения импульса до тензодатчиков соответственно с индексами a, b, c, d ; t_i – время достижения импульса до i -го вибродатчика; v – скорость распространения волны в материале оборудования; x, y, z – координаты источника импульса; x_i, y_i, z_i – координаты i -го вибродатчика; t_0 – время начала отсчета.

При решении данной системы уравнений можно принимать, что скорость распространения волны в материале оборудования неизвестна, тогда имеем пять неизвестных, соответственно достаточно 5 уравнений, и необходимо установить хотя бы 1 вибродатчик помимо 4 тензодатчиков. С другой стороны, можно принять, что оборудование изготовлено из стали с известной скоростью распространения волн в ней, тогда будет достаточно 4 уравнения, то есть 4 тензодатчиков. Однако добавление большего количества датчиков позволит обеспечить решение с большей точностью.

С учетом естественной погрешности строгое решение в ряде случаев может не получиться. Также следует учитывать, если количество датчиков больше минимально необходимого количества. Соответственно, необходимо применение численных

приближенных методов решения. Предлагается решение через минимизацию целевой функции:

$$\begin{aligned} \Phi = & (t_a - \frac{1}{v}\sqrt{x^2 + y^2 + z^2} - t_0)^2 + (t_b - \frac{1}{v}\sqrt{(L_x - x)^2 + y^2 + z^2} - t_0)^2 + \\ & + (t_c - \frac{1}{v}\sqrt{(L_x - x)^2 + (L_y - y)^2 + z^2} - t_0)^2 + (t_d - \frac{1}{v}\sqrt{x^2 + (L_y - y)^2 + z^2} - t_0)^2 + \\ & + \sum_i (t_i - \frac{1}{v}\sqrt{(x - x_i)^2 + (y - y_i)^2 + (z - z_i)^2} - t_0)^2 \rightarrow \min \end{aligned} \quad (2)$$

Далее определяется минимум данной функции, и значения координат источника x, y, z , при которых данный минимум достигается. Это и будет являться расположением источника импульса.

4. Экспериментальное исследование совмещенного анализа тензометрического и вибрационного спектров для локализации одиночных импульсов

В ходе экспериментальных исследований производился короткий удар с помощью тонкого металлического стержня по поверхности лабораторной установки для имитации источника случайной вибрации или случайного импульса. На рис. 2 приведены сведения о сигнале с каждого из тензодатчиков. Удар проводился по точке с координатами $x = 0,02$ м, $y = 0,02$ м. Графики были построены при помощи библиотеки Matplotlib Python.

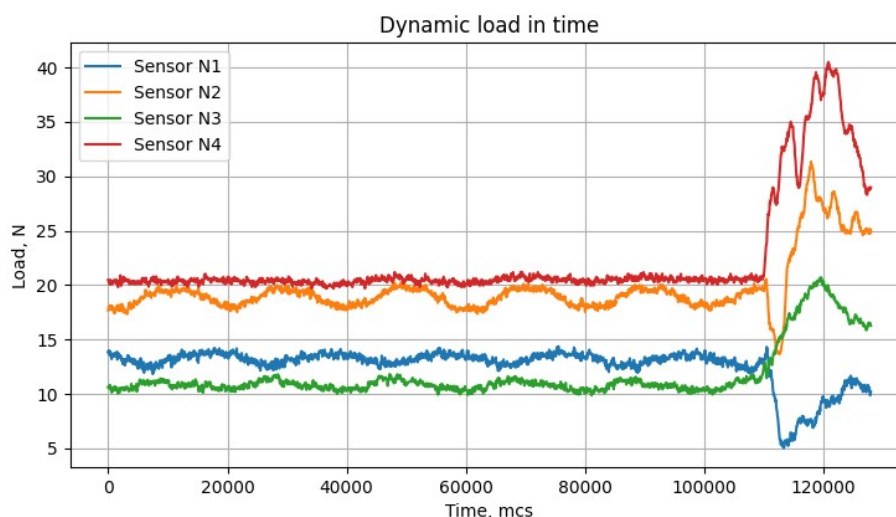


Рис. 2. Динамическая нагрузка для каждого из тензодатчиков во времени

На рис. 2 отчетливо виден момент удара. Тем не менее, необходим алгоритм для автоматической идентификации момента достижения импульса до датчика. Для этого предлагается отслеживание первой производной сигнала. Для рассмотренного случая на рис. 3 приведен соответствующий график.

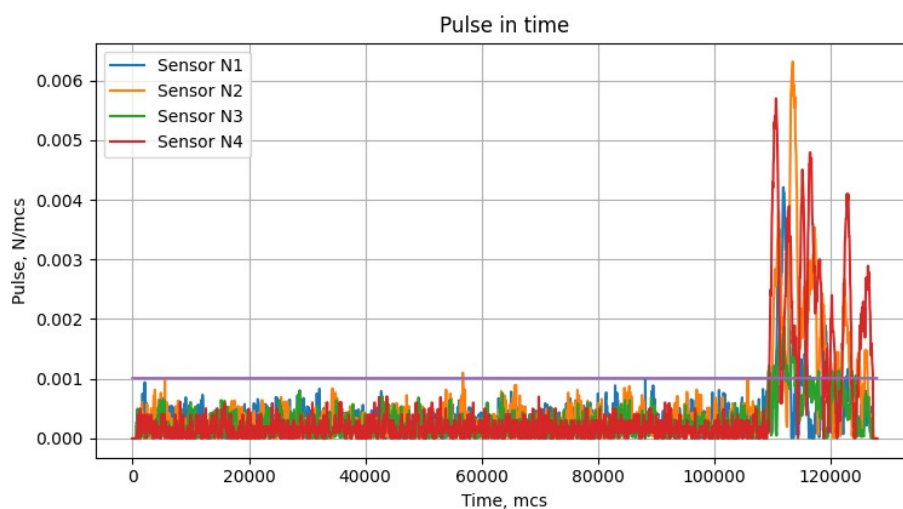


Рис. 3. Первая производная динамической нагрузки для каждого из тензодатчиков во времени

Как видно из рис. 3, отслеживание момента импульса с помощью анализа первой производной динамической нагрузки более наглядно. Определим критерий, который позволит отличить резкой рост сигнала от шума. Предлагается использовать критерий по следующей структуре:

$$R_{critical} = R_{average} + k\sigma, \quad (3)$$

где $R_{critical}$ - критическое значение первой производной динамической нагрузки, $R_{average}$ - соответственно среднее значение, σ - среднеквадратичное отклонение первой производной динамической нагрузки. Из теории вероятностей следует, что если $k = 2$, то шум фильтруется с вероятностью 95%; если $k = 3$, то шум фильтруется с вероятностью 99,7%. Для экспериментального исследования принимается $k = 2$. Соответствующая линия, определяющая критическое значение, показана на рис. 4.

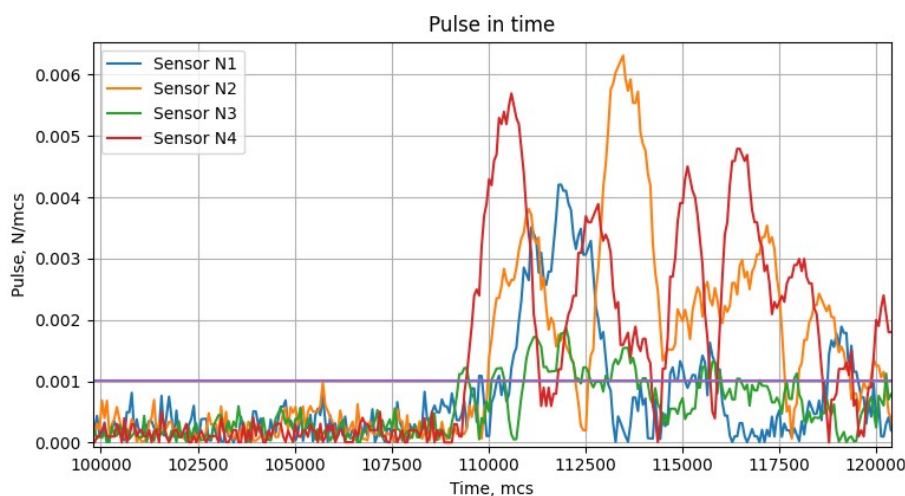


Рис. 4. Первая производная динамической нагрузки для каждого из тензодатчиков во времени (увеличенный масштаб)

При обработке данных получено, что импульс достигает датчиков соответственно в моменты времени 110144, 110080, 109376 и 109568 мкс. Численное решение уравнения (2) с использованием библиотеки Numpy Python позволяет получить координаты $x = 0,03143$

и $y = 0,04389$ (приведенная погрешность составляет 3,81% и 2,65% соответственно). Результаты других экспериментов сведены в таблицу 1 и приведены на рис. 5.

Таблица 1

Расчетное и фактическое местоположение источников импульса

Номер эксперимента	Действительное расположение источника импульса			Расчитанное расположение источника импульса		
	х, м	у, м	z, м	х, м	у, м	z, м
1	0,02	0,02	0,04	0,035	0,030	0,041
2	0,15	0,02	0,04	0,143	0,009	0,039
3	0,15	0,45	0,04	0,161	0,461	0,038
4	0,15	0,85	0,04	0,147	0,836	0,042

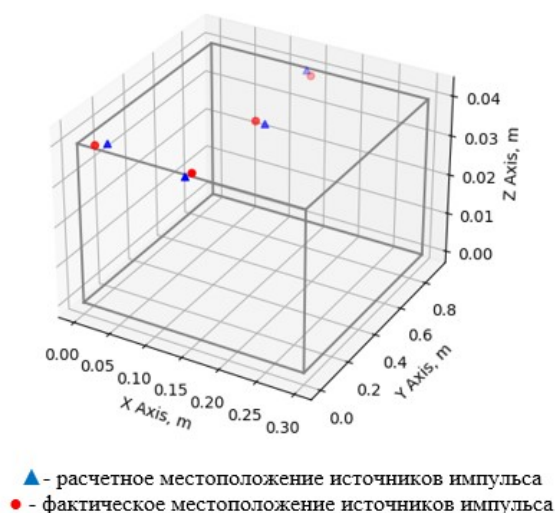


Рис. 5. Расчетное и фактическое местоположения источников импульса

Отмечаем, что приведенная погрешность определения местоположения составила не более 5%.

Заключение

В данной работе представлена концепция использования совмещенного анализа тензометрического и вибрационного спектров для диагностики промышленного оборудования и локализации его дефектов. Приведена методика локализации отдельных импульсов и источников случайной вибрации с использованием тензометрических и вибрационных датчиков. Выполнены экспериментальные исследования, согласно которым по различным точкам лабораторной установки наносятся легкие удары. Местоположение рассчитывалось на основе триангуляции исходя из алгоритма, реализованного на Python, согласно которому импульс движется во все стороны с одинаковой скоростью, равной скорости распространения волн в материале. Далее программа фиксирует время достижения до каждого из датчиков по резкому изменению сигнала, составляет систему линейных уравнений и производит расчет. По результатам эксперимента установлено, что местоположение дефекта определяется с достаточной точностью.

Представленная концепция использования совмещенного анализа тензометрического и вибрационного спектров позволит идентифицировать дефекты промышленного оборудования с большей точностью и обеспечить его работу с высокой надежностью и долговечностью.

Благодарность

Исследование выполнено при поддержке гранта Президента РФ МК-1188.2021.4.

Список литературы

1. Sullivan G.P., Pugh R., Melendez A.P., Hunt W.D.: Operations & Maintenance.Best Practices. Release 2.0. A Guide to Achieving Operational Efficiency U.S. Department of Energy, 2004.
2. Muszynska A. Vibrational Diagnostics of Rotating Machinery Malfunctions, International journal of rotaring machinery. – 1994. – Vol. 1. - p. 237-266.
3. Scanlon P. Residual life prediction of rotating machines using acoustic noise signals / Scanlon P., Kavanagh D. F., and Boland F. M. // IEEE transactions on instrumentation and measurement. – 2012. - Vol. 62(1). - pp. 95-108.
4. Zeng X. Contact Stress Calculation for Lubrication State Determination of Ball Bearings / Zeng X., Liu H., Mo Z., Wang J. and Miao Q. // Prognostics and system health management conference (PHM-Chongqing), Chongqing, 2018. - p. 953-957.
5. Wang K. Condition monitoring on grease lubrication of rolling bearing using AE technology / Wang K., Liu X., Wu X. and Zhu Z. // 9th International conference on modeling, identification and control (ICMIC), Kunming. 2017. - pp. 595-599.
6. ASTM D6595-00: "Standard Test Method for Determination of Wear Metals and Contaminants in Used Lubricating Oils or Used Hydraulic Fluids by Rotating Disc Electrode Atomic Emission Spectrometry"
7. Henaio H. Trends in Fault Diagnosis for Electrical Machines: A Review of Diagnostic Techniques / Henaio H., Capolino G.A., Fernandez-Cabanas M. // IEEE Industrial Electronics Magazine. 2014 – No. 8(2). – pp. 31-42.
8. Валеев А.Р. Применение анализа тензометрических сигналов для диагностики подшипников перекачивающего оборудования / Валеев А.Р., Харисов А.А., Харрасов Б.Г. // Транспорт и хранение нефтепродуктов и углеводородного сырья. 2020. –№ 1. – С. 5–8.
9. Валеев А.Р. Разработка метода определения геометрического положения дефектов перекачивающего оборудования с применением удаленной тензометрии / А.Р. Валеев, Б.Н. Мастобаев, Р.М. Каримов, Р.Р. Ташбулатов // Транспорт и хранение нефтепродуктов и углеводородного сырья. 2019. – № 3. – С. 11–15.
10. Валеев А.Р. Апробация метода определения геометрического положения множественных дефектов перекачивающего оборудования с применением удаленной тензометрии / А.Р. Валеев, Б.Н. Мастобаев, Р.М. Каримов, Р.Р. Ташбулатов, Харрасов Б.Г. // Транспорт и хранение нефтепродуктов и углеводородного сырья. – 2019. – № 4. – С. 5–10.

References

1. Sullivan G.P., Pugh R., Melendez A.P., Hunt W.D.: Operations & Maintenance.Best Practices. Release 2.0. A Guide to Achieving Operational Efficiency U.S. Department of Energy, 2004.

2. Muszynska A. Vibrational Diagnostics of Rotating Machinery Malfunctions, International journal of rotating machinery. – 1994. – Vol. 1. – p. 237-266.
3. Scanlon P. Residual life prediction of rotating machines using acoustic noise signals / Scanlon P., Kavanagh D. F., and Boland F. M. // IEEE transactions on instrumentation and measurement. – 2012. – Vol. 62(1). – pp. 95-108.
4. Zeng X. Contact Stress Calculation for Lubrication State Determination of Ball Bearings / Zeng X., Liu H., Mo Z., Wang J. and Miao Q. // Prognostics and system health management conference (PHM-Chongqing), Chongqing, 2018. – p. 953-957.
5. Wang K. Condition monitoring on grease lubrication of rolling bearing using AE technology / Wang K., Liu X., Wu X. and Zhu Z. // 9th International conference on modeling, identification and control (ICMIC), Kunming. 2017. – pp. 595-599.
6. ASTM D6595-00: "Standard Test Method for Determination of Wear Metals and Contaminants in Used Lubricating Oils or Used Hydraulic Fluids by Rotating Disc Electrode Atomic Emission Spectrometry".
7. Henao H. Trends in Fault Diagnosis for Electrical Machines: A Review of Diagnostic Techniques / Henao H., Capolino G.A., Fernandez-Cabanas M. // IEEE Industrial Electronics Magazine. 2014 – No. 8(2). – pp. 31-42.
8. Valeev A. R. Application of the analysis of tensometric signals for diagnostics of bearings of pumping equipment / Valeev A.R., Kharisov A.A., Kharrasov B.G. // Transport and storage of petroleum products and hydrocarbon raw materials. 2020. – No. 1. – pp. 5-8.
9. Valeev A. R. Development of a method for determining the geometric position of defects in pumping equipment with the use of remote tensometry / A.R. Valeev, B.N. Mastobaev, R.M. Karimov, R.R. Tashbulatov // Transport and storage of petroleum products and hydrocarbon raw materials. 2019. – No. 3. – pp. 11-15.
10. Valeev A. R. Approbation of the method for determining the geometric position of multiple defects of pumping equipment with the use of remote tensometry / A.R. Valeev, B.N. Mastobaev, R.M. Karimov, R.R. Tashbulatov, B.G. Kharrasov // Transport and storage of petroleum products and hydrocarbon raw materials. – 2019. – No. 4. – pp. 5-10.

УДК: 697.322
OECD: 02.01.FA

Исследование структурного шума при применении нескольких контуров плавающего пола в крышных котельных

Плотников А.С.^{1*}, Жилина Т.С.², Афонин К.В.³, Сайфуллин А.А.⁴

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

^{1,2,3} Кафедра ТГВ, Тюменский индустриальный университет, г. Тюмень, РФ

⁴ Ведущий инженер-конструктор ООО «Архитектурно-инженерная группа ИСТ», г. Тюмень, РФ

Аннотация

В статье представлены результаты моделирования в программном комплексе STARK ES воздействия вынужденных колебаний на упрощенную модель крышной котельной - прямоугольную плиту, воспринимающую колебания от оборудования. Показаны результаты практических замеров вынужденных колебаний оборудования крышной котельной мощностью N-2,0 МВт, оборудованной «плавающим полом» с демпферными прокладками. Котельная расположена на кровле гражданского здания. Отличительная особенность метода «плавающий пол» состоит в устройстве массивной стяжки из бетона или цементно-песчаной смеси, уложенной на межэтажное перекрытие поверх слоя упругого материала с разграничением связей. Демпферные прокладки расположены по периметру между горизонтальными и вертикальными строительными конструкциями. Применение предлагаемого метода приведет к снижению передачи вынужденных колебаний от оборудования на строительные конструкции здания котельной. Это позволит исключить передачу в здание структурного шума.

Ключевые слова: крышные котельные, шум, плавающий пол, колебания, виброскорость.

Investigation of structure-borne noise when using multiple floating floor contours in roof-top boilers

Plotnikov A.S.^{1*}, Zhilina T.S.², Afonin K.V.³, Sayfullin A.A.⁴

¹ Senior lecturer, ² PhD, professor, ³ PhD, assistant professor

^{1,2,3} The department of HVAC, Industrial University of Tyumen, Tyumen, Russia

⁴ Chief civil engineer LTD «Architectural - Engineering Group IST», Tyumen, Russia

Abstract

The article presents the results of modeling the impact of induced vibrations on a simplified model of a rooftop boiler room performed in the STARK ES software package. A simplified model is given as a rectangular plate that perceives vibrations from equipment. Results demonstrate practical measurements of induced vibrations of equipment in a rooftop boiler room with a capacity of N-2.0 MW, equipped with a "floating floor" with damping pads. The boiler room is located on the roof of a civil building. A distinctive feature of the "floating floor" method is in the construction of a massive connecting bar made of concrete or cement-sand mixture. It is placed on the interfloor overlapping over a layer of elastic material with delimitation of bonds. Damper pads are located around the perimeter between horizontal and vertical building structures. The application of the proposed method will lead to a decrease in the transmission of induced vibrations from

*E-mail: stereo-twist@yandex.ru (Плотников А.С.)

the equipment to the building structures of the boiler room building. This will eliminate the transmission of structure-borne noise into the building.

Keywords: *roof-top boilers, noise, floating floor, vibrations, vibration velocity.*

Введение

Заданный вектор развития городов Российской Федерации обуславливает высокий уровень урбанизации, увеличение плотности застройки и требует высокой надежности систем инженерно-технологического обеспечения, соответствующей нормативному уровню акустического воздействия на человека при эксплуатации оборудования. С учетом особенностей климата нашей страны одной из важных систем является система теплоснабжения [1].

Увеличение числа автономных источников теплоснабжения (АИТ) - крышных котельных является важнейшей составляющей развития генерации тепла в системах ЖКХ [2]. Одной из основных проблем устройства такого типа инженерных сооружений, входящих в состав гражданских зданий, является передача вынужденных колебаний от оборудования, находящегося в «работе» на строительные конструкции всего здания в целом. Важным технологическим аспектом при устройстве крышных котельных является выполнение нормативных требований по акустическому воздействию эксплуатируемого оборудования крышной котельной на жилое здание, а значит и на людей, живущих в нем. Поэтому в зданиях и сооружениях для создания комфорта необходимо решать задачи по снижению воздействия параметров шума и вибрации «по месту», если источники шума связаны с деятельностью инженерных систем и технологического оборудования системы теплоснабжения, согласно требованиям СП 51.13330.2011 [14]. Существующие методы решения проблемы представлены устройством «плавающего пола» с двумя контурами в помещении котельной.

Цель статьи – предложения по уменьшению показателей шума и вибрации в автономных источниках теплоснабжения как на стадии проекта, так и на эксплуатируемых объектах.

1. Описание проблемы

Источники вибрации и шума оборудования – вращающиеся механизмы, пульсации потока в элементах воздушных каналов и жидкости в трубах. При наличии жестких связей эти источники возбуждают вибрацию соединенных с ними конструкций. Так, под воздействием вибрации возбуждаются колебания перекрытия, которые затем передаются на другие строительные конструкции. Кроме того, при жестком соединении вибрационноактивного оборудования неизбежно распространение структурного шума на соединительные трубы и воздуховоды, а по ним – на строительные конструкции.

По результатам анализа научных исследований [15,16], направленных на снижение виброакустического воздействия в источнике отмечена эффективность метода «плавающий пол» с одноконтурным периметральным расположением в помещениях с инженерным оборудованием одного типа (насосные, вентиляционные камеры). Основные положения метода представлены в работах Блохиной И. П. [3], Гусева В. П. [4]. Расчетная модель такого воздействия – прямоугольная плита, воспринимающая вынужденные колебания от инженерного оборудования и в меньшей степени передающая виброакустические колебания на перекрытие гражданского здания с жилыми помещениями [17]. В то же время отсутствуют исследования по применению

метода «плавающий пол» в помещениях с разным типом инженерного оборудования (ИТП, ЦТП, АИТ).

2. Экспериментальные исследования

Авторами статьи выполнены следующие измерения общего уровня виброскорости по вертикальной оси располагая акселерометр на оборудовании и поверхности пола крышной котельной. Фиксация показателей выполнена с помощью акселерометра. Способ крепления акселерометра – клеевая основа согласно положениям [5]. Измерительный комплекс – марки «Ассистент» завода НТМ-ЗАЩИТА производства РФ. В ходе проведения эксперимента комплекс был метрологически поверен.

Экспериментальные исследования проводились в крышной котельной:

- без плавающего пола в двух периодах времени согласно нормативным требованиям (07-23 ч; 23-07 ч);

- с двумя контурами «плавающего пола» в двух периодах времени согласно нормативным требованиям (07-23 ч; 23-07 ч) [9,10].

Используемая методика измерений представлена в инструкции по эксплуатации измерительного комплекса – марки «Ассистент» завода НТМ-ЗАЩИТА и по данным литературы [10].

После этого для цифровизации эксперимента в программном комплексе STARK ES выполнено моделирование воздействия вынужденных колебаний на упрощенную модель крышной котельной – прямоугольную плиту.

Типовая схема расположения оборудования в крышной котельной представлена на рисунке 1.

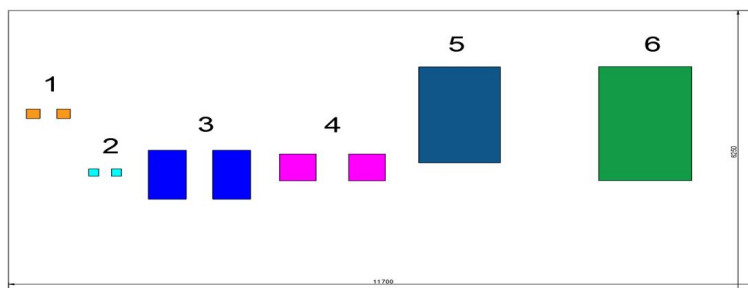


Рис. 1. Типовая схема оборудования в котельной

1 – Циркуляционные насосы системы отопления; 2 – Циркуляционные насосы системы ГВС I зоны; 3 – Циркуляционные насосы котлового контура; 4 – Циркуляционные насосы системы ГВС II зоны; 5 – котельная установка №1; 6 – котельная установка №2

Состав конструкций пола котельной, воспринимающего динамические нагрузки, представлен на рисунке 2.

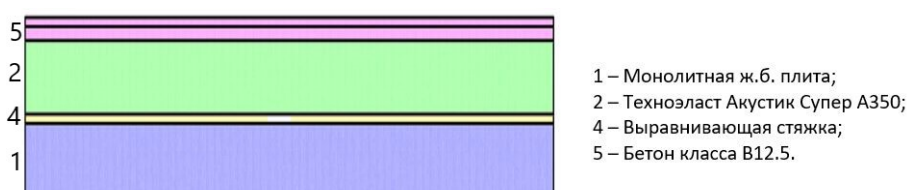


Рис. 2. Состав конструкций пола котельной

Физические свойства материалов:

1–Монолитная ж.б. плита $h=400$ мм ($E=23000$ МПа; $N=0.2$; $G=9,6$ МПа; $\rho=2500$ кг/м³); 2 – Техноэласт Акустик Супер А350 $h=350$ мм ($E=0.15$ Мпа; $N=0.22$; $G=0.062$ МПа; $\rho=23$ кг/м³); 4 – Выравнивающая стяжка $h=20$ мм ($E=12000$ МПа; $N=0.15$; $G=5.6$ МПа; $\rho=800$ кг/м³); 5 – Бетон класса В12.5 $h=100$ мм($E=21500$ МПа; $N=0.17$, $G=8.9$ МПа, $\rho=2275$ кг/м³).

Выполненные измерения вибрации (виброскорости V_z [мм/с]) представлены на рисунке 3.

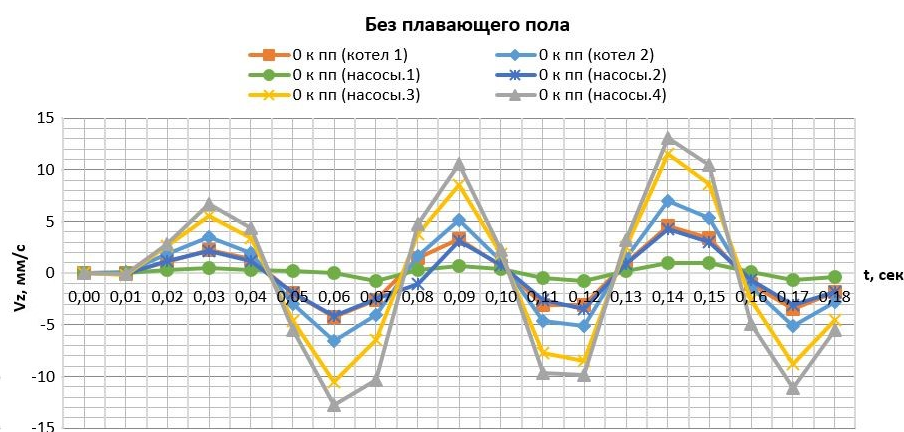


Рис. 3. Показатели вынужденных колебаний оборудования

Измерение уровней звука, L [дБ] крышной котельной, представленные на рисунке 4, выполнялись согласно методике, ученого Овчинникова С.Н. [9]. Место проведения измерений – помещение крышной котельной. Расположение точек измерения – периметральное. Измерения уровня звука выполнено виброакустическим прибором марки «Ассистент» завода НТМ-ЗАЩИТА. Измерения проведены в два нормируемых периода суток: 07-23 ч; 23-07 ч.

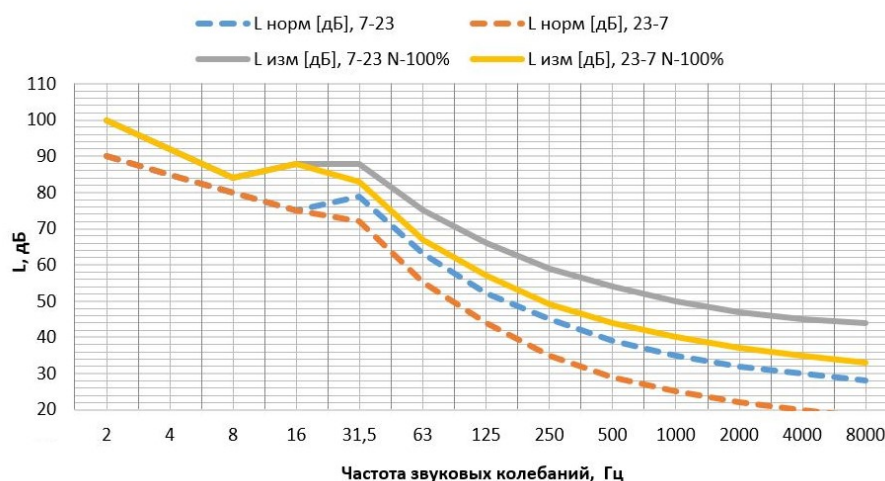


Рис. 4. Показатели звуковой нагрузки крышной котельной

Для сравнения корректности показателей виброперемещения и виброскорости представлен известный перевод значений [17]:

$$L_v = L_s + 20 \lg f - 60 \quad (1)$$

$$L_s = 20 \cdot \lg \frac{v}{v_0} \quad (2)$$

Где, L_v - уровень виброскорости [дБ], L_s - уровень вибросмещения [дБ], f - частота измеряемого сигнала вибрации [Гц], v — измеряемый (расчетный) параметр виброскорости [мм/с]; v_0 — начальное (пороговое) значение виброскорости ($5 \cdot 10^{-5}$ [мм/с]).

Для выполнения моделирования в программе были учтены физические свойства строительных материалов: E — модуль упругости, [МПа]; μ - коэффициент Пуассона; G - модуль сдвига [МПа]; ρ — плотность материала [кг/м³] и данные о вынужденных колебаниях от оборудования крышной котельной.

Таблица 1

Показатели частоты колебаний и параметры оборудования в крышной котельной

Номер (см. рис. 1)	f , Гц	S , кв.м	N , шт.	γ , кН/кв.м	A , кН
1	25	0,04	4	37	0,37
2	45	0,0256	4	37	0,0512
3	25	0,04	4	37	0,37
4	25	0,04	4	37	0,37
5	16	3,6465	60	7,0	0,43
6	18	2,6875	40	6,7	0,45

Где, S - площадь опирания оборудования на расчетной модели; N — количество узлов опирания на расчетной модели; f — частота работы динамически активного оборудования, γ — удельный вес оборудования при опирании на узел расчетной сетки расчетной модели; A - единичный показатель амплитуды, характеризуемый, как отношение воздействия оборудования в кН на количество узлов опирания оборудования. Сравнение измеренных показателей и значений, полученных по итогам моделирования в программе STARK ES, представлены на рисунке 5.

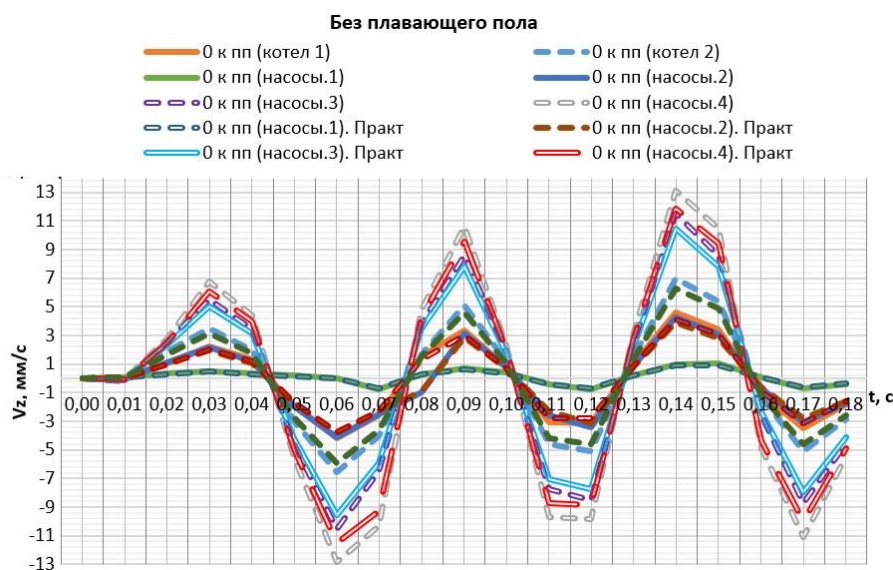


Рис. 5. Сравнение показателей виброскорости

Анализ данных на графике показывает погрешность экспериментальных и смоделированных в расчетной модели данных на уровне 6-8%. Результаты моделирования находятся в допустимом уровне погрешности.

3. Результаты моделирования в ПК STARK ES

Далее были проанализированы результаты моделирования В ПК STARK ES вынужденных колебаний на примере упрощенной модели крышной котельной - прямоугольной плиты, с воздействием находящегося в «работе» оборудования и устройством двух контуров «плавающего пола». Состав конструкций и разрез плиты в основании котельной представлен на рисунке 6.



1 – Монолитная ж.б. плита $h=200$ мм ($E=23000$ МПа; $N=0.2$; $G=9.6$ МПа; $\rho=2500$ кг/м³); 2 – Техноэласт Акустик Супер А350 $h=350$ мм ($E=0.15$ МПа; $N=0.22$; $G=0.062$ МПа; $\rho=23$ кг/м³); 3 – Шумостоп-К2 $h=80$ мм, $b=300$ мм ($E=0.56$ МПа; $N=0.26$; $G=0.23$ МПа; $\rho=100$ кг/м³); 4 – Выравнивающая стяжка $h=20$ мм ($E=12000$ МПа; $N=0.15$; $G=5.6$ МПа; $\rho=1800$ кг/м³); 5 – Бетон класса В12.5 $h=60$ мм ($E=21500$ МПа; $N=0.17$; $G=8.9$ МПа, $\rho=2275$ кг/м³).

1 – Циркуляционные насосы системы отопления; 2 – Циркуляционные насосы системы ГВС I зоны; 3 – Циркуляционные насосы котлового контура; 4 – Циркуляционные насосы системы ГВС II зоны; 5 - котельная установка №1; 6 – котельная установка №2

Показатели виброскорости V_z (мм/с) оборудования при устройстве двух контуров «плавающего пола».

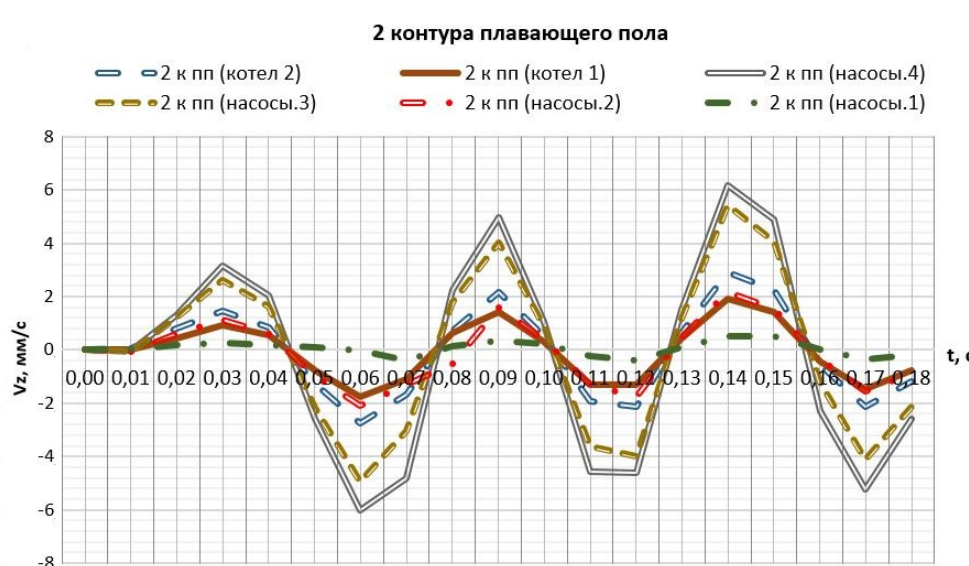


Рис. 8. Показатели виброскорости точек плиты с двумя контурами «плавающего пола»

Полученные в результате обработки по методу ряда Фурье данные показателей звука в котельной с двухконтурным «плавающим полом» после обработки представлены на рисунке 9.

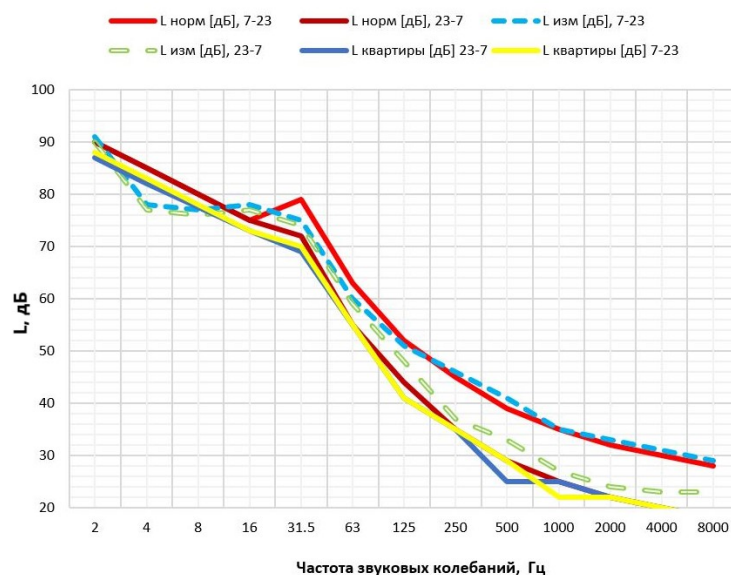


Рис. 9. Данные о звуковой нагрузке в октавных частотах с двумя контурами «плавающего пола»

Представленные на рисунке 9 результаты измерений уровня звукового давления в помещении жилой квартиры показывают снижение уровня звукового давления до нормируемых показателей для жилых помещений [11,12]. Уровень снижения показателей звукового давления при применении двух контуров «плавающего пола» находится на уровне 15-30% в зависимости от частоты звуковых колебаний.

Заключение

1. Авторами предложено к применению два контура плавающего пола котельной, которые позволяют снизить показатели звукового давления в зависимости от частоты звуковых колебаний на уровне 15-30% (см. рис. 9) в инженерном сооружении и в помещениях жилых квартир.
2. В программном комплексе STARK ES смоделированы вибрационные и звуковые нагрузки эксплуатируемой крышной котельной.
3. По результатам проведенного моделирования и экспериментальных исследований показана необходимость применения защиты от виброакустического воздействия в источнике шума и вибрации.

Список литературы

1. Энергетическая стратегии России на период до 2030 г. Утр. распоряжением Правительства РФ от 13.11.2009 г. № 1715-р / Институт энергетической стратегии. [электронный ресурс]. URL: <https://minenergo.gov.ru/node/1026> (дата обращения: 20.04.2019).
2. О ситуации с теплоснабжением в РФ: отчет / Фонд энергетического развития. 2016 г. Москва. URL: <http://www.energosovet.ru/stat880.html> (15.04.2018).
3. Блохина И.П. Динамические свойства звукоизоляционных материалов для плавающих полов / В кн.: Борьба с шумами и вибрациями. М.: Стройиз-дат, 1966.-С.388-391.
4. Гусев В.П. Из опыта борьбы с шумом оборудования инженерных систем // АВОК. 2012. № 3. С. 64–76.
5. ГОСТ ИСО 5348-2002 «Механическое крепление акселерометров». М.: Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации РФ (протокол N 21 от 30 мая 2002 г.). М.: Госстрой России, 2000.
6. Калашников Б.А., Рассказова Н.Н. Влияние массы объекта на частотные характеристики при поддержании постоянства его положения // Омский научный вестник. 2011. №2 (100) С.134
7. МУК 4.3.2194-07 «Контроль уровня шума на территории жилой застройки, в жилых и общественных зданиях».
8. Овсянников С.Н., Лымарева Е.А. Исследование распространения структурного шума на моделях фрагментов здания// Инвестиции, строительство и недвижимость как материальный базис модернизации и инновационного развития экономики: сб. материалов V Всероссийской научно-практической конференции. 2015. С. 340-348
9. Овчинников С.Н. Распространение структурного звука в гражданских зданиях: дис. ... д-р техн. наук: 05.23.01. Томск, 2001.
10. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории упругих колебаний. М: Машиностроение, 1967.
11. Plotnikov A., Zhilina T. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2019. С. 012022. DOI: 10.1088/1757-899X/481/1/012022
12. Plotnikov A., Zhilina T. MATEC Web of Conferences. 2018. С. 01010. DOI: 10.1051/mateconf/201714301010.
13. Тупов В.Б. Снижение шума от объектов большой и малой энергетики // Доклады V Всерос. науч.-практ. конф. СПб.: Айсинг, 2015. С. 55–64.
14. Свод Правил «51.13330.2011 Защита от шума. Актуализированная редакция СНиП 23-03-2003 (с Изменением N 1)» от 20.05.2011. М.: Минстрой России, 2017.

15. M.Ermann, J.Wiley, Architectural Acoustics (John Wiley & Sons Inc, 2017)
16. Brown, Alan Lex, INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings, InterNoise16, 550-556 (2016).
17. Свод Правил «41-104-2000 Проектирование автономных источников теплоснабжения» от 16.08.2000. М.: Госстрой России, 2000.
18. ГОСТ 12.1.012-2004 «Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Вибрационная безопасность. Общие требования». Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации по переписке (протокол N 15 от 4 февраля 2004 г.). М.: Госстрой России, 2004

References

1. Energy strategy of Russia for the period until 2030. Morning. By order of the Government of the Russian Federation dated November 13, 2009 No. 1715-r / Institute for Energy Strategy [Energeticheskaya strategii Rossii na period do 2030 g. Utr. rasporyazheniem Pravitel'stva RF ot 13.11.2009 g. № 1715-r / Institut energeticheskoy strategii]. [Electronic resource]. URL: <https://minenergo.gov.ru/node/1026> (accessed: 04/20/2019). (rus)
2. On the situation with heat supply in the Russian Federation: report / Energy Development Fund. 2016 Moscow [O situacii s teplosnabzheniem v RF: otchet / Fond energeticheskogo razvitiya. 2016 g. Moskva]. URL: <http://www.energosovet.ru/stat880.html> (04/15/2018). (rus)
3. Blokhina I.P. Dynamic properties of soundproof materials for floating floors / In the book: Struggle against noise and vibrations. Moscow: Stroyiz-dat, 1966, p. 388-391. (rus).
4. Gusev V.P. From the experience of dealing with noise of equipment of engineering systems [Iz opyta bor'by s shumom oborudovaniya inzhenernyh sistem] // ABOK. 2012. No. 3. P. 64–76. (rus)
5. GOST ISO 5348-2002 "Mechanical mounting of accelerometers". Moscow: Interstate Council for Standardization, Metrology and Certification of the Russian Federation (Protocol No. 21 of May 30, 2002). М.: Gosstroy of Russia, 2000.
6. Kalashnikov B.A., Rasskazova N.N. . influence of the object's mass on frequency characteristics while maintaining the constability of its position [vliyanie massy ob"ekta na chastotnye harakteristiki pri podderzhanii postoyanstva ego polozheniya]// Omsk Scientific Herald. 2011. No2 (100) S. 134 (rus)
7. MUK 4.3.2194-07 «Noise level monitoring in residential buildings, residential and public buildings».
8. Ovsyannikov S. N., Lymareva E. A. Research of the distribution of structural noise on models of buildings fragments [issledovanie rasprostraneniya strukturnogo shuma na modelyah fragmenov zdaniya]// Investments, construction, and real estate as a material basis for modernization and innovative development of the economy: coll. materials of the V All-Russian scientific-practical conference. 2015.S. 340-348 (rus)
9. Ovchinnikov S.N. Distribution of structural sound in civil buildings: dis. ... Dr. tech. Sciences: 05.23.01. Tomsk, 2001 [Rasprostranenie strukturnogo zvuka v grazhdanskih zdaniyah: dis. ... d-r tekhn. nauk: 05.23.01. Tomsk, 2001].
10. Panovko Y. G. Fundamentals of the applied theory of elastic vibrations [Osnovy prikladnoj teorii uprugih kolebanij]. M: Mechanical engineering, 1967. (rus)
11. Plotnikov A., Zhilina T. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2019. C. 012022. DOI: 10.1088/1757-899X/481/1/012022
12. Plotnikov A., Zhilina T. MATEC Web of Conferences. 2018. C. 01010. DOI: 10.1051/mateconf/201714301010.

13. Tupov V.B. Decrease in noise from objects of large and small energy [Snizhenie shuma ot ob"ektov bol'shoj i maloj energetiki]// Doklady V Vseros. scientific-practical conf. SPb .: Iceing, 2015. S. 55–64. (rus)
14. Code of Practice «51.13330.2011 Noise protection. The updated version of SNiP 23-03-2003 (with Amendment No. 1)» [Svod Pravil "51.13330.2011 Zashchita ot shuma. Aktualizirovannaya redakciya SNiP 23-03-2003 (s Izmeneniem N 1)" ot 20.05.2011] dated 05/20/2011. M: Ministry of Construction of Russia, 2017.
15. Ermann M., Wiley J. Architectural Acoustics. Virginia, 2017. 243
16. Brown, Alan Lex. Systematic Review of Evidence of the Effect of Transport Noise Interventions on Human Health: Implications for Future Studies and Management. INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings, InterNoise. 2016. Pp. 550-556.
17. Code of Practice «41-104-2000 Design of independent heat supply sources». M.: Gosstroy of Russia, 2000.
18. GOST 12.1.012-2004 «Occupational safety standards system. Vibration safety. General requirements» Interstate Council for Standardization, Metrology and Certification by Correspondence (Minutes No. 15 dated February 4, 2004). M.: Gosstroy of Russia, 2004.

УДК: 331.45; 628.517

OECD: 10.63.49; 87.55.37

Исследование и анализ гигиенического нормирования производственной вибрации

Новикова А.В.^{1*}, Салкуцан В.И.²

¹ Высшая школа техносферной безопасности

² К.т.н., доцент Высшей школы техносферной безопасности

^{1,2} Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
г. Санкт-Петербург, РФ

Аннотация

В данной статье рассматриваются системы функционирования и законодательного обеспечения гигиенического нормирования производственной вибрации в России, ЕС, США и Китае. На основе анализа нормативных правовых актов, рекомендаций по гигиеническому нормированию и иных литературных источников было осуществлено сравнение гигиенических нормативов производственной вибрации некоторых стран мира. На основании существующего математического аппарата произведен расчет количества лет максимально допустимого стажа работы в соответствии с действующими гигиеническими нормативами локальной вибрации по странам, рассматриваемым в работе. Приведены выводы о текущем положении в области гигиенического нормирования производственной вибрации в выбранных к исследованию странах, в том числе с точки зрения продолжительности безопасного стажа работы в условиях труда, где воздействие локальной вибрации на человека не превышает установленные странами нормативы.

Ключевые слова: гигиеническое нормирование, сравнительный анализ, гигиенические нормативы, нормативная база, производственная вибрация, максимально допустимый стаж работы.

Research and analysis of hygienic regulation on occupational vibration

Novikova A.V.^{1*}, Salkutsan V.I.²

¹ Higher School of Technosphere Safety

² Candidate of Engineering Sciences, associate professor of the Higher School of Technosphere Safety

^{1,2} Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, St. Petersburg, Russia

Abstract

The study considers the systems of functioning and legislative support of hygienic regulation of occupational vibration in Russia, the EU, the USA and China. Based on the analysis occupational hygiene regulation and recommendations, the research compares hygienic limit values of occupational vibration exposure in chosen countries. On the basis of the existing mathematical apparatus, the maximum allowable length of service was calculated for workers laboring in the workplace conditions that comply with current regulated hygienic standards for local occupational vibration in the countries considered in the work. Conclusions are drawn about the current situation in the field of hygienic regulation of occupational vibration in the chosen countries, including in terms of the maximum allowable length of service calculation in working conditions where the impact of local vibration on a person does not exceed the standards established by the countries.

Keywords: Industrial hygiene standards, comparative analysis, hygienic limit values, occupational vibration, maximum allowable length of service.

*E-mail: novikova.av@edu.spbstu.ru (Новикова А.В.)

Введение

Основной целью любого государства является решение вопросов сохранения трудовых ресурсов страны, как ее важнейшей производительной силы. Показатель здоровья населения является одним из критериев определения степени социально-экономической развитости общества. Отрицательные последствия плохой организации труда и рабочих мест, а также несоблюдение требований охраны труда отмечаются своим негативным воздействием не только в рамках одного хозяйствующего субъекта, но и в экономике страны в целом.

Без соблюдения законов по охране труда и поддержания воздействия факторов производственной среды на трудящихся в рамках существующих нормативов, а также без модернизации мер по обеспечению безопасных условий труда невозможно эффективное развитие бизнеса. [1] Совершенствование условий труда повышает трудовую дисциплину работников, а вместе с тем растут эффективность производства и качество производимого продукта.

В связи с этим можно утверждать, что общее благополучие любого государства находится в непосредственной зависимости от состояния здоровья его трудящегося населения. А создание благоприятных условий труда, которые построены на четком соблюдении гигиенических нормативов на рабочих местах, является одним из базовых требований обеспечения его безопасности, заботы о его здоровье. [2]

Сегодня в промышленно развитых странах мира огромное количество работающих людей подвержено воздействию опасных и вредных производственных факторов, отклоняющихся от нормативов, показатели которых приводят к появлению профессиональных заболеваний и отклонений в состоянии здоровья, как физического, так и психического. По оценкам International Occupational Hygiene Association (ИОНА - Международная ассоциация гигиены труда) примерно 2,8 млн. работников во всем мире становятся жертвами профессиональных заболеваний или несчастных случаев на производстве. А количество травм и профессиональных заболеваний, не связанных со смертельным исходом - 374 млн. При этом, как отмечает ИОНА, необходимо понимать, что цифры могут быть занижены. [3]

В связи с этим можно утверждать, что вопросы гигиенического нормирования факторов производственной среды, в том числе производственной вибрации, являются актуальными для рассмотрения, изучения и анализа.

Цель работы – проведение сравнительного анализа гигиенических нормативов производственной вибрации. Объект исследования - гигиеническое нормирование в странах Евросоюза, США, России и Китае. Предметом исследования выступает производственная вибрация и ее нормирование.

1. Методы

Действие вибрации на работника имеет комплексный характер и складывается из таких факторов, как, например, способ ее передачи, величина частоты, направленность действия, время воздействия и его интенсивность, каждый из которых может изменяться во время рабочего процесса. [4, 5]

Гигиеническое нормирование производственной вибрации существует для обеспечения вибробезопасных условий труда и заключается в ограничении уровней вибрации инструментов и элементов машин, с которыми соприкасается человек в процессе трудовой деятельности. А нормируемыми параметрами, в зависимости от метода анализа являются такие величины, как значение виброскорости, виброускорения и их логарифмические уровни.

Анализ нормативных правовых актов (далее - НПА) и рекомендательных стандартов позволил заключить, что степень развитости гигиенического нормирования вибрационного фактора на рабочих местах значительно варьируется от страны к стране.

В странах Евросоюза значения производственной вибрации нормируются согласно Директиве 2002/44/ЕС от 25 июня 2002 г. Данный документ содержит следующие нормативные значения: предельно допустимая величина ежедневного воздействия (в течение 8 часов) - 5 м/с^2 для локальной и $1,15 \text{ м/с}^2$ для общей вибрации. Кроме того, в документе отмечены значения, которые требуют вмешательства с целью осуществления мер снижения значения вибрации: $2,5 \text{ м/с}^2$ для локальной и $0,5 \text{ м/с}^2$ для общей вибрации, - так называемый порог предупреждения. [6]

Однако, если сравнить европейские нормативы с российскими, обозначенными в СН 2.2.4/2.1.8.566-96, то европейские значения локальной вибрации в России были бы отнесены ко вредным подклассам условий труда 3.1 и 3.2.

Директива 2002/44/ЕС устанавливает минимальные требования, но при этом не ограничивает ратифицировавшие ее государства в установлении собственных нормативов вибрационного воздействия, которые будут более строгими в сравнении с теми, что представлены в исходном документе.

Так например, в Финляндии положения о воздействии на работника производственной вибрации и о защите от нее содержатся в VNa 48/2005 Постановление Госсовета по защите работников от вредного воздействия вибрации от 27 февраля 2005 года. Документ содержит 21 раздел, где обозначены предельно допустимые уровни (далее - ПДУ) воздействия, оценка и меры по предотвращению вредного воздействия, профилактические меры, а также некоторые специальные правила. Временное максимальное значение вибрации в финском НПА 35 м/с^2 для локальной и 7 м/с^2 для общей вибраций, что является дополнительным требованием помимо значений, обозначенных в Директиве 2002/44/ЕС [7].

В Германии так же были установлены собственные дополнительные требования к нормированию производственной вибрации. НПА, в котором это нашло отражение - VDI 2057 от сентября 2001 г. Часть 1. Воздействие механической вибрации на человека. Общая вибрация. В немецком руководстве ПДУ для общей вибрации максимальное воздействие в течение рабочего дня - $0,8 \text{ м/с}^2$, воздействие в рамках $0,8 - 1,15 \text{ м/с}^2$ возможно, но не более 30 рабочих дней в год [8].

В отличие от Европы Управление по охране труда США (OSHA) не разработало стандарты, регламентирующие воздействие производственной вибрации. Тем не менее Ассоциация государственных промышленных гигиенистов (далее - ACGIH) разработала и утвердила рекомендательные стандарты, где обозначены ПДУ производственной вибрации [9]. Однако ACGIH не является законодательной организацией, и прописанные ею ПДУ являются не более чем рекомендуемыми значениями для работодателей.

2. Результаты

На основе анализа зарубежных НПА, в которых обозначены ПДУ общей и локальной вибрации и некоторые особенности нормирования вибрации в разных странах, была составлена сводная – таблица 1. Для удобства анализа был осуществлен перевод значений виброускорения из м/с^2 в дБ в соответствии с СН 2.2.4/2.1.8.566-96.

Таблица 1

Нормативные значения ПДУ вибрации по странам

Страна	Общая вибрация			Локальная вибрация		
	Время воздействия	Нормативные эквивалентные корректированные значения и уровни виброускорения		Время воздействия	Нормативные эквивалентные корректированные значения и уровни виброускорения	
		м/с ²	дБ		м/с ²	дБ
Россия	8 часов	0,014	83	8 часов	2,0	126
		0,04	92			
		0,1	100			
		0,28	109			
		0,56	115			
	менее 4-х часов	увеличивать значения для 8 часов в 1,4 раза (на 3 дБ)		менее 4-х часов	увеличивать значения для 8 часов в 1,4 раза (на 3 дБ)	
	менее 2-х часов	увеличивать значения для 8 часов в 2 раза (на 6 дБ)		менее 2-х часов	увеличивать значения для 8 часов в 2 раза (на 6 дБ)	
	менее 1 часа	увеличивать значения для 8 часов в 3 раза (на 9 дБ)		менее 1 часа	увеличивать значения для 8 часов в 3 раза (на 9 дБ)	
Директива 2002/44/ЕС Бельгия Франция Испания	8 часов	1,15	121	8 часов	5,0	134
	Порог предупреждения	0,5	114	Порог предупреждения	2,5	128
Финляндия	8 часов	1,15	121	8 часов	5,0	134
	Порог предупреждения	0,5	114	Порог предупреждения	2,5	128
	Временные максимальные значения	7,0	137	Временные максимальные значения	35,0	151
Германия	8 часов	0,8	118	8 часов	5,0	134
	Порог предупреждения	0,5	114	Порог предупреждения	2,5	128
	Не более 30 суток в год	0,8-1,15	118-121	-		

Таблица 1 (Продолжение)

Страна	Общая вибрация			Локальная вибрация		
	Время воздействия	Нормативные эквивалентные корректированные значения и уровни виброускорения		Время воздействия	Нормативные эквивалентные корректированные значения и уровни виброускорения	
		м/с ²	дБ		м/с ²	дБ
США	8 часов	0,315	110	от 4 до 8 часов	4,0	132
	4 часа	0,53	114	от 2 до 4 часов	6,0	136
	1 час	1,18	121	от 1 до 2 часов	8,0	138
	16 минут	2,12	126	менее 1 часа	12,0	141
Китай	Не нормируется (GBZ 2.2-2007)			8 часов	5,0	134

Результаты анализа НПА и рекомендательных стандартов по странам, представленные в таблице 1, позволяют заключить, что степень развитости нормативного регулирования гигиенических нормативов производственной вибрации варьируется от страны к стране.

На фоне пандемии общая смертность в мире резко возросла. При этом во всем мире наблюдается демографическое старение, которое непосредственно влияет на рынок труда. Согласно докладу ООН о Мировых демографических перспективах в 2019 году каждый 11-й человек был старше 65 лет. По оценкам экспертов в будущем будет наблюдаться неуклонная тенденция к повышению этого числа.[10]

С другой же стороны согласно TradingEconomics [11] уровень безработицы в промышленно развитых странах с января 2020 года значительно вырос, пик рейтинга пришелся на весенние месяцы, что так же обусловлено санитарно-эпидемиологической ситуацией в мире. На данном этапе уже наблюдается тенденцию к снижению, однако текущий уровень безработицы до сих пор многим больше того уровня, что был до начала пандемии. [12]

При нынешнем сценарии развития рынка труда в большинстве своем трудоустроенное население имеет страх потерять свою работу, в том числе и те люди, которые заняты на промышленных предприятиях. Из чего следует заключение о том, что люди готовы работать даже в неблагоприятных условиях, без соблюдения правил охраны и гигиены труда. [13]

Существует методика [14], опирающаяся на принцип дозной оценки и позволяющая рассчитать значения допустимого стажа работы при воздействии на человека того или иного фактора производственного и трудового процесса.

Согласно этой методике было оценено то количество лет, которое сможет проработать человек, занятый в условиях труда, на которых наблюдается локальная вибрация, с учетом применения СИЗ при осуществлении работ – таблица 2.

Выбранные для оценки ПДУ локальной вибрации соответствуют гигиеническим нормативам, существующим в России, странах ЕС, США и Китае.

Таблица 2

Рассчитанные значения рекомендуемого стажа в зависимости от значения ПДУ локальной вибрации по странам

Страна	Значение ПДУ	Рассчитанный стаж	
		без применения СИЗ	с применением СИЗ
Россия	126 дБ	25 лет и более	25 лет и более
ЕС	134 дБ	12 лет	17 лет
США	132 дБ	15 лет	25 лет
Китай	134 дБ	12 лет	17 лет

Результаты расчетного рекомендуемого стажа работников, занятых в условиях воздействия на них локальной вибрации наглядно демонстрируют то, что гигиенические нормативы воздействия на трудящихся этих факторов за рубежом, где рекомендуемый стаж на большое количество лет отличается от стандартного значения - 25 лет, нуждаются в пересмотре, дополнительных исследованиях и доработке.

Для профилактики вибрационной болезни персонала и увеличения стажа, работающего с вибрирующим оборудованием, необходимо строго соблюдать режимы труда и отдыха, чередуя при этом рабочие операции, связанные с воздействием вибрации, и операции без нее.

Следует так же понимать, что в реальных условиях на редком производстве работник будет подвергаться воздействию лишь одного вредного производственного фактора. Поэтому для обеспечения надлежащих условий труда всегда следует учитывать существование сочетанного многофакторного воздействия вредных факторов производственной среды на рабочем месте трудящихся.

Заключение

Гигиеническое нормирование является одним из важнейших инструментов государственной политики в области охраны труда и здоровья работающего населения. Для создания здоровых и безопасных условий труда на производстве необходимы многочисленные правовые, технические, экономические и организационные мероприятия. Разработка таких мероприятий предполагает знание основных принципов нормирования и защиты от воздействия вредных и опасных производственных факторов.

При этом важно учитывать, что гигиенические нормативы должны быть обязательными для соблюдения и одновременно доступными для контроля и внедрения.

Предполагается, что с помощью разработанных НПА и рекомендаций по гигиенической оценке факторов производственного процесса, а так же существующих тех или иных технических средств в теории оказывается возможным обеспечить в производственных помещениях, за редким исключением, любые заданные параметры того или иного фактора производственного процесса.

Однако это же и предъявляет ныне повышенные требования к выбору тех самых заданных параметров, они должны быть способны обеспечить наибольшую социальную эффективность используемых средств (снижение текучести кадров, улучшение статистики производственной заболеваемости, улучшение условий труда, повышение работоспособности и производительности труда), а также экономичность принимаемых технических решений.

Забота о работающем на предприятии человеке и его здоровье - гуманистически правильная позиция, к осуществлению и продвижению которой должны стремиться все страны мира, а в особенности промышленно развитые.

Список литературы

1. Пашин Н. Состояние условий и охраны труда – важнейший резерв трудовых ресурсов России // Человек и труд. – 2007. – № 6. – С. 70–72.
2. Измеров Н.Ф. Гигиеническое нормирование факторов производственной среды и трудового процесса /Под редакцией Н.Ф. Измерова, А.А. Каспарова/, М.: // Медицина, -1986.
3. International Occupational Hygiene Association (IOHA). // [Электронный ресурс] – Режим доступа. – URL: <https://www.ioha.net/2019/07/04/joint-ioha-icoh-iea-statement-on-the-recognition-of-safety-and-health/> (Дата обращения: 26.02.2021).
4. Abu Seman M.T. Hand arm vibration of coconut grater machine / M.T. Abu Seman, M.N.A. Hamid, N.R. Mat Noor // International Journal of Innovative Technology and Exploring Engineering. – 2019. Vol. 8, P. 1870-1876.
5. Lai S.-K. A Human-Based Study of Hand-Arm Vibration Exposure Limits for Construction Workers / S.-K. Lai, J., L. Chui Tong, J.-Q. Sun. // Journal of Vibrational Engineering and Technologies. – 2019. Vol.7, P. 379-388.
6. European Union. Directive 2002/44/EC of European Parliament and of the Council of 25 June 2002 on the minimum health and safety requirements regarding the exposure of workers to the risks arising from physical agents (vibration).
7. Finland. VNa 48/2005 Decree of the Council of the State on the provisions to protect workers against the harmful effects of vibration.
8. Deutschland. VDI 2057 BLATT 1 Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen. Ganzkörper-Schwingungen.
9. American Conference of Governmental Industrial Hygienists (ACGIH®) [Электронный ресурс]. – Режим доступа. – URL: <https://www.acgih.org/> (Дата обращения: 15.02.2021).
10. The United Nations. Population Division. World Population Prospects [Электронный ресурс]. – Режим доступа. – URL: <https://population.un.org/wpp/> (Дата обращения: 15.02.2021).
11. Trading Economics: [Электронный ресурс]. – Режим доступа. – URL: <https://tradingeconomics.com/> (Дата обращения: 15.02.2021).
12. Blustein. D. L. Unemployment in the time of COVID-19: A research agenda. / D. L. Blustein, R. Duffy, J.A. Ferreira, V. Cohen-Scali, R. G. Cinamon. // Journal of Vocational Behavior. – 2020. Vol. 119.
13. Jeehee Min. The Fourth Industrial Revolution and Its Impact on Occupational Health and Safety/ Jeehee Min, Yangwoo Kim, Sujin Lee, Tae-Won Jang, Inah Kim, Jaechul Song. // Worker's Compensation and Labor Conditions. Safety and Health at Work. – 2019. Vol. 10, P. 400-408.
14. Salkutsan, V. Methods for assessing safe seniority in high noise conditions. / V. Salkutsan, I. Russkova, S Faustov. // Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2019. Vol. 666.

References

1. Pashin N. Sostoyanie uslovij i ohrany truda – vazhnejshij rezerv trudovyh resursov Rossii // Chelovek i trud. – 2007. – № 6. – S. 70–72.
2. Izmerov N.F. Gigenicheskoe normirovanie faktorov proizvodstvennoj sredy i trudovogo processa /Pod redakciej N.F. Izmerova, A.A. Kasparova/, M.: //Medicina,-1986.
3. International Occupational Hygiene Association (IOHA). // [electronic resource] –Available at– URL:<https://www.ioha.net/2019/07/04/joint-ioha-icoh-iea-statement-on-the-recognition-of-safety-and-health/> (date of the application 26.02.2021).
4. Abu Seman M.T. Hand arm vibration of coconut grater machine / M.T. Abu Seman, M.N.A. Hamid, N.R. Mat Noor // International Journal of Innovative Technology and Exploring Engineering. – 2019. Vol. 8, P. 1870-1876.
5. Lai S.-K. A Human-Based Study of Hand-Arm Vibration Exposure Limits for Construction Workers / S.-K. Lai, J., L. Chui Tong, J.-Q. Sun. // Journal of Vibrational Engineering and Technologies. – 2019. Vol.7, P. 379-388.
6. European Union. Directive 2002/44/EC of European Parliament and of the Council of 25 June 2002 on the minimum health and safety requirements regarding the exposure of workers to the risks arising from physical agents (vibration).
7. Finland. VNa 48/2005 Decree of the Council of the State on the provisions to protect workers against the harmful effects of vibration.
8. Deutschland. VDI 2057 BLATT 1 Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen. Ganzkörper-Schwingungen.
9. American Conference of Governmental Industrial Hygienists (ACGIH®) [electronic resource] –Available at– URL: <https://www.acgih.org/> (date of the application 15.02.2021).
10. The United Nations. Population Division. World Population Prospects [electronic resource] –Available at– URL: <https://population.un.org/wpp/> (date of the application 15.02.2021).
11. Trading Economics: [electronic resource] – Available at – URL: <https://tradingeconomics.com/> (date of the application 15.02.2021).
12. Blustein. D. L. Unemployment in the time of COVID-19: A research agenda. / D. L. Blustein, R. Duffy, J.A. Ferreira, V. Cohen-Scali, R. G. Cinamon. // Journal of Vocational Behavior. – 2020. Vol. 119.
13. Jeehee Min. The Fourth Industrial Revolution and Its Impact on Occupational Health and Safety/ Jeehee Min, Yangwoo Kim, Sujin Lee, Tae-Won Jang, Inah Kim, Jaechul Song. // Worker's Compensation and Labor Conditions. Safety and Health at Work. – 2019. Vol. 10, P. 400-408.
14. Salkutsan, V. Methods for assessing safe seniority in high noise conditions. / V. Salkutsan, I. Russkova, S Faustov. // Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2019. Vol. 666.

УДК: 006.034
OECD: 1.03.AA

Улучшения в нормативно-правовой базе, как способ повышения эффективности защиты от шума

Храпко Н.Н.^{1*}, Ломовцева С.Д.², Васильев В.А.³, Разаков Ж.П.³
^{1,2} Магистрант кафедры «Экология и производственная безопасность», ³ Соискатель
^{1,2,3} Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ»
им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, РФ

Аннотация

В данной статье представлен обзор актуальных изменений в нормативно-технической документации (НТД) на территории РФ в области акустики за 2019 – 2021 год. В частности, рассмотрены некоторые изменения и дополнения в ГОСТ 33325-2015, ГОСТ Р 56234.1-2019, ГОСТ Р ИСО 11843-7-2020, а также вновь введенные за этот период стандарты: ГОСТ Р ИСО 1996-1-2019, ГОСТ Р 58536.1-2019, ГОСТ Р 56234.2-2019, ГОСТ Р 56234.3-2019. В данных документах рассматриваются вопросы измерения, оценки шума и расчета уровней шума на местности; определение уровней звуковой мощности источников шума (ИШ) таких как устройства системы обогрева и охлаждения помещений; требования к контрольным примерам и интерфейсу для обеспечения качества акустических расчетов в специфических программных обеспечениях (ПО), требования по обеспечению качества расчетов в таких ПО.

Ключевые слова: шум, акустика, нормативная документация, государственный стандарт, изменения.

Improvements in the regulatory framework as a way to improve the effectiveness of noise protection

Khrapko N.N.^{1*}, Lomovtseva S.D.², Vasilyev V.A.³, Razakov Zh.P.³
^{1,2} Master student of the department of Ecology and Industrial Safety, ³ Applicant
^{1,2,3} Baltic State Technical University 'VOENMEH'
named after D.F. Ustinov, St.Petersburg, Russia

Abstract

This article provides an overview of the current changes in the regulatory and technical documentation (NTD) in the Russian Federation in the field of acoustics for 2019 – 2021. In particular, some changes and additions to GOST 33325-2015, GOST R 56234.1-2019, GOST R ISO 11843-7-2020 will be considered. As well as the newly introduced standards for this period: GOST R ISO 1996-1-2019, GOST R 58536.1-2019, GOST R 56234.2-2019, GOST R 56234.3-2019. These documents cover the measurement and evaluation of noise, as well as the calculation of noise levels on the ground; determination of sound power levels (USD) of noise sources (IS), such as devices of the heating and cooling system of premises; requirements for control examples and the interface for ensuring the quality of acoustic calculations in specific software (software), requirements for ensuring the quality of calculations in such software.

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

*E-mail: khrapkonatalya@bk.ru (Храпко Н.Н.)

Введение

Шум оказывает вредное воздействие на людей, такое как нарушение работы органов слуха, сердечно-сосудистой и нервной системы, расстройство сна. Громкие отвлекающие сигналы могут стать причиной опасной ситуации на дорогах или производстве. ВОЗ назвала шумовое загрязнение недооцененной угрозой, которая может привести к ухудшению, вплоть до полной потери слуха, заболеваниям сердечно-сосудистой системы, когнитивным нарушениям, стрессу и депрессии.

Чтобы борьба с нежелательным шумом была эффективной, для начала нужно определить его источники и их звуковую мощность, провести измерения и расчеты ожидаемых уровней шума в расчетной точке (РТ). Все эти операции выполняются в соответствии с различными техническими документами, описывающими соответствующие методики. Чаще всего такими документами являются государственные стандарты, которые постоянно дополняются и пересматриваются. Это неизбежно, так как развитие науки акустика не стоит на месте и как следствие постоянно появляются новые методики, формулы для расчета параметров шума, а также появляются доработки и уточнения уже существующих формул. Нормативная база в сфере акустики не полноценна и требует дополнения. Кроме того, стандарты необходимо корректировать в соответствии с появляющимися наилучшими доступными технологиями и позитивным опытом других стран в этой области.

1. Нововведённые НТД в области акустики

В 2020 году в НТД в области акустики, а именно в области измерения и расчетов уровней шума и уровней звуковой мощности, были впервые введены следующие ГОСТы:

- ГОСТ Р ИСО 1996-1-2019 Акустика. Описание, измерение и оценка шума на местности. Часть 1. Основные величины и процедуры оценки. Дата введения 2020-04-01 [1].

- ГОСТ Р 58536.1-2019 Кондиционеры, агрегатированные охладители жидкости, тепловые насосы, технологические чиллеры и осушители с компрессорами с электроприводом. Определение уровня звуковой мощности. Часть 1. Кондиционеры, агрегатированные охладители жидкости, тепловые насосы для обогрева и охлаждения помещений, осушители и технологические чиллеры. Дата введения 2020-07-01 [2].

- ГОСТ Р 56234.2-2019/ISO/TR 17534-2:2014 Акустика. Программное обеспечение для расчетов уровней шума на местности. Часть 2. Общие требования к контрольным примерам и интерфейсу обеспечения качества. Дата введения 2020-04-01 [3].

- ГОСТ Р 56234.3-2019/ISO/TR 17534-3:2015 Акустика. Программное обеспечение для расчетов уровней шума на местности. Часть 3. Рекомендации по обеспечению качества расчетов по ИСО 9613-2. Дата введения 2020-04-01 [4].

1.1. ГОСТ Р ИСО 1996-1-2019

В документе говорится о важности учета реакции человека на шумовое воздействие при измерении и оценки уровней шума на местности. А также о том, что при выборе методов измерения и оценки шума на местности, необходимо учитывать социальное, экономическое и политическое состояние общества. Настоящий стандарт предназначен для международной гармонизации множества методов описания, измерения и оценки характеристик шума на местности от разных источников. В документе описаны методы и процедуры измерения и оценки шума, предназначенные для различных источников, отдельно или совместно вносящих вклад в экспозицию шума [1].

Хотя говорится, что документ введен впервые, он, с некоторыми изменениями, повторяет уже существующий ГОСТ 31296.1-2005 (ИСО 1996-1:2003) Шум. Описание, измерение и оценка шума на местности. Часть 1. Основные величины и процедуры оценки. Изменения, в основном заключаются в:

- уточнении некоторых формулировок,
- замене ссылок на новые стандарты,
- переименовании разделов, некоторых величин и определений на аналогичные (пр., «временные интервалы» на «интервалы времен»; «коррекция» на «поправка» и т.д.)

Также необходимо отметить внесение изменений в некоторые формулы, представленные в таблице 1.

Таблица 1

Сравнение формул ГОСТ 31296.1-2005 и ГОСТ Р ИСО 1996-1-2019

Величина	2005 [5]	2019 [1]
Эквивалентный уровень звука $L_{Aeq,T}$, дБ	$L_{Aeq,T} = 10lg\left\{\frac{1}{T} \int p_A^2(t) I p_0^2 dt\right\}$	$L_{Aeq,T} = 10lg \frac{\frac{1}{T} \int_{t_1}^{t_2} p_A^2(t) dt}{p_0^2}$
Уровень шума на интервале «день — вечер — ночь» L_{den} , дБ (7)*	$L_{R_{den}} = 10lg\left[\frac{d}{24} 10^{(L_{R_d}+K_d)/10} + \frac{e}{24} 10^{(L_{R_e}+K_e)/10} + \frac{24-d-e}{24} 10^{(L_{R_n}+K_n)/10}\right]$	$L_{den} = 10lg\left[\frac{1}{24}(t_{day} 10^{0,1L_{day,12}} + t_{evening} 10^{0,1(L_{evening,4}+5\text{дБ})} + t_{night} 10^{0,1(L_{night,8}+10\text{дБ})})\right]$
Уровень шума на интервале «день — ночь» L_{dn} , дБ (6)*	$L_{R_{dn}} = 10lg\left[\frac{d}{24} 10^{(L_{R_d}+K_d)/10} + \frac{24-d}{24} 10^{(L_{R_n}+K_n)/10}\right]$	$L_{dn} = 10lg\left[\frac{1}{24}(t_{day} 10^{0,1L_{day,15}} + t_{night} 10^{0,1(L_{night,9}+10\text{дБ})})\right]$
Оценочный эквивалентный уровень звукового давления от одного источника L_{Reqj,T_n} , дБ (3)*	$L_{ReqjT_n} = 10lg\left(\frac{1}{T_n} \sum_i 10^{L_{REij}/10}\right)$	$L_{ReqjT_n} = 10lg\left(\frac{1}{T_n/t_0} \sum_i 10^{L_{REij}/10}\right)$
Оценочный эквивалентный уровень звукового давления нескольких источников $L_{Req,T}$, дБ (4)*	$L_{Req,T} = 10lg\left(\frac{1}{T} \sum_n \sum_i T_{nj} 10^{L_{Reqj,T_{nj}}/10}\right)$	$L_{Req,T} = 10lg\left(\frac{1}{T} \sum \sum T_{nj} 10^{0,1L_{Reqj,T_{hj}}}\right)$

* № формулы в ГОСТ Р ИСО 1996-1-2019

Настоящий стандарт учитывает новые методы оценки шума на местности. Формулы в нем приведены к более удобному виду, в сравнение с его аналогом 2005 года, и гармонизированы с международными стандартами.

1.2. ГОСТ Р 58536.1-2019

ГОСТ Р 58536.1-2019 используется для определения уровня звуковой мощности некоторых устройств систем обогрева и охлаждения помещений. Содержит требования к средствам измерений, применяемых для оценки и контроля акустических характеристик. Которые должны соответствовать требованиям стандартов на методы акустических испытаний и измерений функциональных параметров объекта испытаний (мощность, производительность, скорость и температура потока и т.п.) и среды (температура воздуха, влажность) [2]; требованиям к неопределенности измерений, проводимых

такими средствами. Включает рекомендации к проведениям измерений при воздействии ветра со скоростью от 2 м/с и выше, такие как: применение ветрозащитных экранов для микрофонов; изменение расположения микрофонов.

Содержит требования к установке, подключению и режиму работы испытуемого устройства (измерения следует проводить в установившемся рабочем режиме установки, не ранее чем через 30 мин работы устройства в этом режиме. Если в работе оборудования есть цикл размораживания, то измерения следует начинать через 10 мин работы в установившемся режиме), а также допустимые отклонения измеряемых параметров от заданных значений.

Включает требования к монтажу устройств. В том числе, для устройств с воздуховодами рекомендуется использовать воздуховоды минимально возможной длины без изгибов, при этом, допускается наличие одного круглого изгиба. Воздуховоды не должны излучать шум, влияющий на результаты измерений. Содержатся рекомендации по форме и материалам воздуховодов, а также требования к звукоизоляции для них. В документе содержатся рекомендации по снижению структурного шума и вибрации.

В документе можно найти коррекции значений и требования к ним: коррекция значений, измеренных на конце воздуховода, в частности, приведена формула концевой поправки (Е) воздуховода; для коррекции на изгиб, установлена поправка вносимых потерь (В) изгибов круглого сечения.

Содержатся рекомендации к измерению давления, расхода воздуха и излучения корпуса. А также требования к монтажу настенных, потолочных, оконных устройств, мультисплит-систем и одноканальных устройств. Описаны методы акустических измерений: методы измерений в диффузном поле, метод свободного звукового поля над звукоотражающей плоскостью. Приведены сведения о протоколе испытаний, который должен включать данные об устройстве, измерение уровней звуковой мощности которого проводятся; его режим работы и условия монтажа, а также вид пространства, в котором устройство находится при испытании; сведения о средствах измерения; результаты измерений.

Введение ГОСТ Р 58536.1-2019 определяет методику измерения уровней звуковой мощности некоторых специфических источников излучения звука системы кондиционирования. Это позволяет получать более точные сведения об излучаемых оборудованием уровнях шума.

1.3. ГОСТ Р 56234 (часть 2 и 3) - 2019

ГОСТ Р 56234.2-2019/ISO/TR 17534-2:2014 содержит требования к реализации методов расчета уровней шума на местности программными средствами. Включает в себя контрольные примеры, которые позволяют оценивать все параметры окружающего пространства, влияющие на результаты расчетов. К таким параметрам относятся объекты, оказывающие влияние на распространение звука: рельеф местности, разного рода препятствия, плоские поверхности, экранирующие здания различных форм.

ГОСТ Р 56234.3-2019/ISO/TR 17534-3:2015 представляет собой интерпретацию международного стандарта ИСО 9613-2 с некоторыми улучшениями и дополнениями в аспектах, не рассматриваемых ИСО 9613-2.

В документе рассмотрена модель распространения звукового луча при наличии экранирующих сооружений.

Отмечены следующие недоработки в ИСО 9613-2:

- не рассмотрен случай ориентации экрана к отрезку между источником и приемником под непрямым углом;

- как следствие из предыдущего пункта, задача дифракции на нескольких кромках экрана рассмотрена не полностью;
- задача дифракции на боковых кромках экранирующих сооружений числом более одного в явном виде не представлена;
- не рассмотрен случай дифракции на экране, когда одна из кратчайших траекторий от ИШ к приемнику является зигзагообразной линией или когда одна из кратчайших траекторий отсутствует.

Приведены следующие доработки:

- если расстояние от ИШ до РТ через боковые ребра экрана превышает расстояние между ИШ и РТ напрямую в 8 и более раз, дифракцией на боковых ребрах можно пренебречь;
- в формулу для расчета ослабления звука экраном D_z , дБ добавлено дополнительное условие, когда с превышением определенной высоты приемником или источником шума, УЗ за экраном становится больше, чем без него. Формула (14) принимает следующий вид [4]:

$$z_{min} = \frac{-2\lambda}{C_2 C_3 K_{met}},$$

$$D_z = \begin{cases} 10 \lg [3 + (\frac{C_2}{\lambda}) C_3 z K_{met}], & z > z_{min} \\ 0, & z \leq z_{min} \end{cases}$$

- формулу (12) не следует применять при расчете ослабления звука с учетом дифракции на верхней кромке экрана: $A_{bar} = D_z - A_{gr} > 0$, в случаях, когда величина A_{gr} отрицательная, например, в случае со звукоотражающей поверхностью $A_{gr} = -3$ дБ;
- из-за возможности, в редких случаях, увеличения уровней звука за областью подъема поверхности рельефа, вследствие сочетания поверхности с разными высотами и расположенными на ней экранирующими объектами, рекомендуют выполнять расчет ослабления звука экраном A_{bar} по следующей формуле, с учетом влияния дифракции на верхней $A_{bar,top}$ и боковых $A_{bar,side1}$, $A_{bar,side2}$ кромках:

$$A_{bar} = -10 \lg (10^{-0,1A_{bar,top}} + 10^{-0,1A_{bar,side1}} + 10^{-0,1A_{bar,side2}}).$$

При этом, если значение A_{bar} в результате расчета имеет отрицательное значение, то оно принимается равным нулю;

- рекомендуется не учитывать ослабление звука вследствие влияния земной поверхности A_{gr} при расчетах в горизонтальной плоскости, содержащей источник и приемник.

Стандарты усовершенствуют международные документы ISO. Требования, приведенные в этих новых стандартах, позволяют разрабатывать ПО для расчетов уровней шума и моделирования распространения шума на местности, доступное и понятное пользователям. При переводе используются европейские стандарты обозначения величин, без учета существующих российских общепринятых обозначений, что не вполне удобно для инженеров и акустиков нашей страны.

2. Изменения в НТД в период 2019-2021 года

За последние три года в некоторые ГОСТы в области акустики были внесены изменения. Среди них:

- ГОСТ 33325-2015 Шум. Методы расчета уровней внешнего шума, излучаемого железнодорожным транспортом, введено изменение N1. [6]

- ГОСТ Р 56234-2014 заменён на ГОСТ Р 56234.1-2019/ИСО 17534-1:2015 Акустика. Программное обеспечение для расчетов уровней шума на местности. Часть 1. Требования к качеству и его обеспечению. [7]

Планируется замена ГОСТ Р ИСО 11843-7-2014 [8] на ГОСТ Р ИСО 11843-7-2020 Статистические методы. Способность обнаружения. Часть 7. Методы оценки с учетом фонового шума. [9]

2.1. ГОСТ 33325-2015

30.09.2019 года внесены изменения в ГОСТ 33325-2015. После внесения изменений в документ добавлены определения следующих терминов: высокоскоростной железнодорожный подвижной состав; дизель-поезд; малошумный поезд; малошумный токоприемник; поезд грузовой; поезд пассажирский; поток поездов; скоростной железнодорожный подвижной состав; электропоезд.

Определение эквивалентных за время оценки уровни звукового давления ($L_{Aeq25,k}$) в октавных полосах со среднегеометрическими частотами от 63 до 8000 Гц в новой версии документа рекомендуется проводить на высоте 1,5 м над уровнем головки рельса при скоростях движения подвижного состава до 250 км/ч включительно и на высоте 3,5 м - при скоростях движения подвижного состава более 250 км/ч.[6]

Типы подвижного состава, поездов разделены на 5 категорий: первая и вторая остались без изменений: 1ая – пассажирские поезда, 2ая – грузовые поезда; в третьей категории к электропоездам добавлены дизель-поезда и они объединены в 3ю категорию – моторвагонные железнодорожные подвижные составы (электропоезда, дизель-поезда); к 4ой категории отнесены – скоростные железнодорожные подвижные составы; 5ая категория включает высокоскоростные железнодорожные подвижные составы и в зависимости от скорости поездов подразделяется на две категории 5а - от 0 км/ч до 250 км/ч включительно и 5б – свыше 250 км/ч до 400 км/ч включительно. В качестве характеристики железнодорожного транспорта вместо максимальной расчетной скорости приводится диапазон скоростей.

Для расчета эквивалентного уровня звука ($L_{i,Aeq25}$) создаваемого отдельными поездами i -й категории на расстоянии 25 м применяются формулы из предыдущей редакции, поезда 5ой категории рассчитываются по формуле для 4ой категории.

Для учета характера пути к рассчитанным по формулам (1)-(4) значениям $L_{i,Aeq25}$ прибавляют следующие коррекции: на тип пути, на радиус криволинейных участков пути и на тип моста. При этом, значение коррекции на тип пути и коррекции на радиус криволинейных участков пути остались как в документе до изменений, а в коррекции на тип моста полностью изменены типы мостов: мост с металлическими пролетными строениями с безбалластным мостовым полотном; мост с металлическими пролетными строениями с ездой на балласте; мост с железобетонными пролетными строениями с ездой на балласте; мост с железобетонными пролетными строениями с ездой на балласте и подбалластными матами; мост с железобетонными пролетными строениями с массивными опорами.[6]

В новой версии ГОСТа рекомендуется проводить измерения для составления карт шума на высоте от поверхности земли: 1,5 м - в зоне одноэтажной застройки и в зонах отдыха; 4,0 м - в зоне многоэтажной застройки.

Уточнены требования, которым должны удовлетворять экраны и экранирующие препятствия (сплошная поверхность без разрывов или просветов с поверхностной плотностью не менее 10 кг/м²; длина проекции экрана в направлении, перпендикулярном к линии, соединяющей источник и приемник, больше длины звуковой волны с частотой,

равной среднегеометрической частоте октавной полосы).

В новой редакции исключен расчет снижения шума за протяженным экраном, сказано лишь, что при оценке эффективности шумозащитного экрана необходимо учитывать его форму, а расчет следует проводить по ГОСТ 31295.2 (подраздел 7.4).

Изменена эффективность мер и средств по снижению шума: эффективность шлифования рельсов снижена с 7-9 дБА до 3-7 дБА; эффективность использования вибродемпфирующих накладок и амортизаторов на шейку рельса и колесные пары снижена с 4-5 дБА до 1-2 дБА; эффект снижения шума от использования акустических экранов теоретически увеличен до 20 дБА. В качестве новых мер и конструкций по снижению шума добавлены следующие, к тому же, наиболее эффективные: проектирование тоннелей (полностью исключает шумовое загрязнение территории) и проектирование галерей (обеспечивает эффект снижения шума до 30 дБА).

В таблице 2 представлены изменения в формулах в новой редакции документа.

Таблица 2

Сравнение формул ГОСТ 33325-2015 в новой редакции с предыдущей версией документа

Расчетная величина	Старая редакция [10]	Новая редакция [6]
Максимальный уровень звука $L_{1,Amax25}$, создаваемый поездами 1ой категории на расстоянии 25 м от оси ближнего магистрального железнодорожного пути, дБА (8)*	$L_{1,Amax25} = 24lgv_1 + 10lg\{arctg(\frac{l_1}{50})\} + 41,2$	$L_{1,Amax25} = 24lgv_1 + 42,6$
Тоже для поездов 2ой категории $L_{2,Amax25}$, дБА (9)*	$L_{2,Amax25} = 15lgv_2 + 10lg\{arctg(\frac{l_2}{50})\} + 59,9$	$L_{2,Amax25} = 15lgv_2 + 61,7$
Тоже для поездов 3ей категории $L_{3,Amax25}$, дБА (10)*	$L_{3,Amax25} = 27,5lgv_3 + 10lg\{arctg(\frac{l_3}{50})\} + 36,2$	$L_{3,Amax25} = 27,5lgv_3 + 37,2$
Тоже для поездов 4ой и 5ой категории $L_{4,5a,Amax25}$, дБА (11)*	$L_{4,Amax25} = 45,5lgv_4 + 10lg\{arctg(\frac{l_4}{50})\} + 19,2$	$L_{4,Amax25} = 45,5lgv_{4,5a} - 17,8$
Средний максимальный уровень звука потока поездов категории i , прошедших по рассматриваемому участку за k -е время оценки $\bar{L}_{i,Amax25,k}$, дБА (13)*	-	$\bar{L}_{i,Amax25,k} = 10lg \cdot \left(\frac{1}{n_{j,k}} \sum_{j=1}^{n_{i,k}} 10^{\frac{L_{i,Amax25,k}}{10}} \right)$
Требуемое снижение уровней шума $\Delta L_{тр}$, дБ(дБА) (15)*	$\Delta L_{тр} = L_{р.т.} - L_{доп} + 10lg n$	$\Delta L_{тр} = L_{р.т.} - L_{доп}$
Эквивалентный уровень звука и звукового давления в РТ, L_{eq} , дБ(дБА) (16)*	$L_{eq} = L_{eq25} - A_{див} - A_{атм} - A_{грунт} - A_{экр} - A_{\alpha} - A_{ж.з} - A_{з.н} + A_{отр}$	$L_{i,eq} = L_{i,eq25} - A_{див} - A_{атм} - A_{грунт} - A_{экр} - A_{\alpha} - A_{ж.з} - A_{з.н} + A_{отр}$

Таблица 2 (Продолжение)

Расчетная величина	Старая редакция [10]	Новая редакция [6]
Снижение уровней шума с увеличением расстояния для эквивалентных УЗ и УЗД, $A_{\text{див}}$, дБ(дБА) (18)*	$A_{\text{див}} = 10lg[arctg(\frac{l''}{25})] - 10lg[arctg(\frac{l''}{R})] - \frac{12,5}{l} \ln(1 + (\frac{l''}{R})^2) - 10lg(\frac{25}{R})$	$A_{\text{див}} = 10lg[arctg(\frac{l_i}{25})] - 10lg[arctg(\frac{l_i}{R})] - \frac{R}{2l} \ln(1 + (\frac{l_i}{R})^2) - 10lg(\frac{25}{R})$
Снижение уровней шума с увеличением расстояния для максимальных УЗ $A_{\text{див}}$, дБА (19)*	$A_{\text{див}} = 10lg[arctg(\frac{l''}{50})] - 10lg[arctg(\frac{l''}{2R})] - 10lg(\frac{25}{R})$	$A_{\text{див}} = 20lg(\frac{R}{25})$
Расстояние от оси ближнего железнодорожного пути до расчетной точки, учитывающее высоты источника шума и расчетной точки, R , м (20)*	-	$R = \sqrt{S_{\text{и.ш.-р.т.}}^2 + (h_{\text{р.т.}} - 0,5)^2}$
Затухание из-за экранирования, $A_{\text{бар}}$, дБ (22)*	-	$A_{\text{бар}} = D_z - A_{gr} > 0$

* № формулы в ГОСТ Р ИСО 1996-1-2019 с Изменением N1

 v_i - скорость движения поезда i -й категории, км/ч

Не исправлена формула по расчету эффективности выемки: $A_{\text{экр}}^B = A_{\text{экр w}} + DL$. Изначально данная формула была представлена в [13] и имела вид: $\Delta L_{\text{А экр ст}} = \Delta L_{\text{А экр ст}} - \Delta \beta$, т.е. имеет место несоответствие в знаке с изначальной формулой. Разница результатов расчета может составить до 12 дБА.

Дополненный документ упорядочивает и уточняет расчет шума от железнодорожного транспорта, учитывая большее число разновидностей типов поездов и мостов, расширяет перечень мер и средств по снижению шума и определяет их эффективность.

2.2. ГОСТ Р 56234.1-2019/ИСО 17534-1:2015

1 апреля 2020 года на смену ГОСТ Р 56234-2014 введен ГОСТ Р 56234.1-2019. Данный документ идентичен международному стандарту ISO 17534-1: 2015. Стандарт ISO 17534-1: 2015 последний раз пересматривался в 2020 году и остается актуальным на сегодняшний день. В стандарте предъявляются требования к правильности реализации методов расчета программным обеспечением для расчета звука на местности. Позволяет гарантировать, что отклонения результатов расчета, производимого в ПО, при одних и тех же входных данных не превышают допустимого диапазона отклонений.

Этот документ интересен производителям и пользователям программного обеспечения подобного рода, т.к. позволяет подтверждать правильность реализации методов расчета в соответствующих ПО.

Стоит отметить, что в стандарте не предъявляются требования к соответствию расчетных результатов к результатам измерений.

2.3. ГОСТ Р ИСО 11843-7-2020

1 июня 2021 года взамен ГОСТ Р ИСО 11843-7-2014 будет введен ГОСТ Р ИСО 11843-7-2020, который незначительно отличается от своего предшественника 2014 года. В новом документе Марковский процесс заменен на процесс авторегрессии, при этом все формулы и рисунки описывающие данные процессы идентичны и не были изменены, за исключением небольшого изменения в формуле (20) для расчета спектральной плотности мощности:

ГОСТ Р ИСО 11843-7-2014:

$$P(k) = \frac{\tilde{m}^2}{(1-p)[(1-p)^2 + 4\pi^2(k/N)^2]} + \tilde{\omega}^2$$

ГОСТ Р ИСО 11843-7-2020:

$$P(k) = \frac{2\tilde{m}^2}{(1-p)[(1-p)^2 + 4\pi^2(k/N)^2]} + \tilde{\omega}^2$$

Добавлен раздел “Оценка параметров шума при помощи функции автоковариации”, в котором описан новый метод для оценки параметров стандартного отклонения белого шума ($\tilde{\omega}$), стандартного отклонения белого шума, включенного в процесс авторегрессии ($\tilde{m}$) и постоянного параметра процесса авторегрессии первого порядка (p), необходимых для оценки точности. Новый метод является альтернативой методу определения данных параметров по спектральной плотности звуковой мощности.

Преимущество данного метода в том, что количество данных, используемых для определения оценок параметров шума в первом методе, ограничено, а для второго метода такого ограничения нет. [9] Приведенный метод можно применить к фоновому шуму, в виде сочетания белого шума и процесса авторегрессии или только процесс авторегрессии, но не применим отдельно для белого шума.

3. Перспективы изменения нормативно-правовой базы в области акустики

Разработка нормативно-правовой базы в области акустики должна вестись по следующим направлениям:

- согласованность на международном уровне;
- совершенствование методик измерений и расчетов параметров шума;
- совершенствование методик расчетов и проектирования;
- актуализация расчетных формул в соответствии с новыми получаемыми знаниями, в области теоретической акустики, экспериментальным путем;
- выявление и исправление ошибок, опечаток и неточностей в существующих документах;
- создание единой системы обозначений акустических величин.

Необходимо создание единого отлаженного нормативно-правового механизма, учитывающего вклад всех источников акустического загрязнения.

Важно отметить, что не определены надежные зависимости между уровнем шума (индексом шума любой структуры - или эквивалентного, или максимального, или суточного) [14].

Заключение

Нормативно-техническая база документов РФ в области измерений, расчетов и оценки уровней шума и шумового воздействия на сегодняшний день неидеальна и является не вполне универсальной. Нормативно-правовые документы требуют постоянной доработки и дополнений, которые должны учитывать появление новых методик, наилучших доступных технологий и устройств, а также перенимать положительный опыт

иностранных государств.

База нормативно-технической документации РФ постоянно обновляется и усовершенствуется: в период за 2019-2021 год было обновлено три ГОСТа, и выпущено четыре новых государственных стандарта в области измерений, расчетов и оценки уровней шума и шумового воздействия. В будущем планируются дальнейший пересмотр ГОСТов, их анализ, переоценка и доработка в соответствии с актуальным уровнем теоретических и практических знаний в области акустики.

Список литературы

1. ГОСТ Р ИСО 1996-1-2019 Акустика. Описание, измерение и оценка шума на местности. Часть 1. Основные величины и процедуры оценки: // Библиотека ГОСТов. [электронный ресурс] – Режим доступа. – URL: <http://vsegost.com/Catalog/71/71823.shtml> (дата обращения: 20.02.2021).
2. ГОСТ Р 58536.1-2019 Кондиционеры, агрегатированные охладители жидкости, тепловые насосы, технологические чиллеры и осушители с компрессорами с электроприводом. Определение уровня звуковой мощности. Часть 1. Кондиционеры, агрегатированные охладители жидкости, тепловые насосы для обогрева и охлаждения помещений, осушители и технологические чиллеры. // Библиотека нормативной документации. [электронный ресурс] – Режим доступа. – URL: <https://files.stroyinf.ru/Index2/1/4293725/4293725503.htm> (дата обращения: 10.02.2021).
3. ГОСТ Р 56234.2-2019/ISO/TR 17534-2:2014 Акустика. Программное обеспечение для расчетов уровней шума на местности. Часть 2. Общие требования к контрольным примерам и интерфейсу обеспечения качества. // Библиотека ГОСТов. [электронный ресурс] – Режим доступа. – URL: <http://vsegost.com/Catalog/71/71859.shtml> (дата обращения: 19.02.2021).
4. ГОСТ Р 56234.3-2019/ISO/TR 17534-3:2015 Акустика. Программное обеспечение для расчетов уровней шума на местности. Часть 3. Рекомендации по обеспечению качества расчетов по ИСО 9613-2. // Библиотека ГОСТов. [электронный ресурс] – Режим доступа. – URL: <http://vsegost.com/Catalog/71/71802.shtml> (дата обращения: 11.02.2021).
5. ГОСТ 31296.1-2005 (ИСО 1996-1:2003) Шум. Описание, измерение и оценка шума на местности. Часть 1. Основные величины и процедуры оценки. // Информационная сеть «Техэксперт». [электронный ресурс] – Режим доступа. – URL: <http://docs.cntd.ru/document/1200046350> (дата обращения: 20.02.2021).
6. ГОСТ 33325-2015 Шум. Методы расчета уровней внешнего шума, излучаемого железнодорожным транспортом (с Поправкой, с Изменением N 1). // Библиотека ГОСТов. [электронный ресурс] – Режим доступа. – URL: <http://vsegost.com/Catalog/60/60732.shtml> (дата обращения: 05.02.2021).
7. ГОСТ Р 56234.1-2019/ИСО 17534-1:2015 Акустика. Программное обеспечение для расчетов уровней шума на местности. Часть 1. Требования к качеству и его обеспечению. // Библиотека ГОСТов. [электронный ресурс] – Режим доступа. – URL: <http://vsegost.com/Catalog/71/71790.shtml> (дата обращения: 09.02.2021).
8. ГОСТ Р ИСО 11843-7-2014 Статистические методы. Способность обнаружения. Часть 7. Методы оценки с учетом фоновых шумов. // Библиотека нормативной документации. [электронный ресурс] – Режим доступа. – URL: <https://files.stroyinf.ru/Index2/1/4293768/4293768138.htm> (дата обращения: 11.02.2021).
9. ГОСТ Р ИСО 11843-7-2020 Статистические методы. Способность обнаружения. Часть 7. Методы оценки с учетом фоновых шумов. // Кодекс. Электронный фонд

правовой и нормативно-технической документации. [электронный ресурс] – Режим доступа. – URL: <http://docs.cntd.ru/document/1200175086> (дата обращения: 09.02.2021).

10. ГОСТ 33325-2015 Шум. Методы расчета уровней внешнего шума, излучаемого железнодорожным транспортом. – Москва: Стандартинформ, 2019.

11. ISO 9613-2:1996 Acoustics — Attenuation of sound during propagation outdoors — Part 2: General method of calculation. – Switzerland, 1996.

12. ISO 17534-1:2015 Acoustics — Software for the calculation of sound outdoors — Part 1: Quality requirements and quality assurance. – Switzerland, 2015.

13. Осипов Г.Л. Защита от шума в градостроительстве / Г.Л. Осипов, В.Е. Коробкин, А.А. Климухин и др.; Под ред. Г.Л. Осипова. – М.: Стройиздат 1993. 96 с.

14. Запорожец А.И. Социальные и санитарно-гигиенические аспекты шума окружающей среды и их значимость для экологического нормирования / А. И. Запорожец, О. А. Картышев // Научный вестник МГТУ ГА. 2010. №160.

References

1. GOST R ISO 1996-1-2019 Acoustics. Description, measurement and assessment of environmental noise. Part 1. Basic quantities and assessment procedures // Biblioteka GOST. [electronic resource] – Available at – URL: <http://vsegost.com/Catalog/71/71823.shtml> (date of the application 20.02.2021).

2. GOST R 58536.1-2019 Air conditioners, liquid chilling packages, heat pumps, process chillers and dehumidifiers with electrically driven compressors. Determination of the sound power level. Part 1. Air conditioners, liquid chilling packages, heat pumps for space heating and cooling, dehumidifiers and process chillers // Biblioteka normativnoj dokumentacii. [electronic resource] – Available at – URL: <https://files.stroyinf.ru/Index2/1/4293725/4293725503.htm> (date of the application 10.02.2021).

3. GOST R 56234.2-2019/ISO/TR 17534-2:2014 Acoustics. Software for the calculation of sound outdoor. Part 2. General requirements for test cases and data interface // Biblioteka GOST. [electronic resource] – Available at – URL: <http://vsegost.com/Catalog/71/71859.shtml> (date of the application 19.02.2021).

4. GOST R 56234.3-2019/ISO/TR 17534-3:2015 Animal and vegetable fats and oils. Determination of fatty-acid-bound chloropropanediols (MCPDs) and glycidol by GC/MS. Part 3. Method using acid transesterification and measurement for 2-MCPD, 3-MCPD and glycidol // Biblioteka GOST. [electronic resource] – Available at – URL: <http://vsegost.com/Catalog/71/71802.shtml> (date of the application 11.02.2021).

5. GOST 31296.1-2005 (ISO 1996-1:2003) Noise. Description, measurement and assessment of environmental noise. Part 1. Basic quantities and assessment procedures // Informacionnaya set' «Tekhekspert». [electronic resource] – Available at – URL: <http://docs.cntd.ru/document/1200046350> (date of the application 20.02.2021).

6. ГОСТ 33325-2015 Noise. Calculation methods for external noise emitted by railway transport // Biblioteka GOST. [electronic resource] – Available at – URL: <http://vsegost.com/Catalog/60/60732.shtml> (date of the application 05.02.2021).

7. GOST R 56234.1-2019/ISO 17534-1:2015 Acoustics. Software for the calculation of sound outdoor. Part 1. Quality requirements and quality assurance // Biblioteka GOST. [electronic resource] – Available at – URL: <http://vsegost.com/Catalog/71/71790.shtml> (date of the application 09.02.2021).

8. GOST R ISO 11843-7-2014 Statistical methods. Capability of detection. Part 7. Methods of an estimation taking into account background noise // Biblioteka normativnoj

dokumentacii. [electronic resource] – Available at – URL: <https://files.stroyinf.ru/Index2/1/4293768/4293768138.htm> (date of the application 11.02.2021).

9. GOST R ISO 11843-7-2020 Statistical methods. Capability of detection. Part 7. Methods of an estimation taking into account background noise // Kodeks. Elektronnyj fond pravovoj i normativno-tekhnicheskoy dokumentacii. [electronic resource] – Available at – URL: <http://docs.cntd.ru/document/1200175086> (date of the application 09.02.2021).

10. GOST 33325-2015 Noise. Calculation methods for external noise emitted by railway transport – Moscow: Standartinform, 2019.

11. ISO 9613-2:1996 Acoustics — Attenuation of sound during propagation outdoors — Part 2: General method of calculation. — Switzerland, 1996.

12. ISO 17534-1:2015 Acoustics — Software for the calculation of sound outdoors — Part 1: Quality requirements and quality assurance. — Switzerland, 2015.

13. Osipov G.L. Zashchita ot shuma v gradostroitel'stve / G.L. Osipov, V.E. Korobkin, A.A. Klimuhin and others; Edited by G.L. Osipova. — M.: Strojizdat 1993. P. 96.

14. Zaporozhec A. I Social'nye i sanitarno-gigienicheskie aspekty shuma okruzhayushchej sredy i ih znachimost' dlya ekologicheskogo normirovaniya / A. I. Zaporozhec, O. A. Kartyshev // Nauchnyj vestnik MGTU GA. 2010. №160.

УДК: 62-144.3
OECD: 2.11

Обзор методов субъективной оценки качества звука системы выпуска автомобиля

Чертищев А.Н.^{1*}, Надарейшвили Г.Г.², Юдин С.И.³

¹ Заведующий сектором Управления антитоксичных систем и шумоглушения

² К.т.н., начальник Управления антитоксичных систем и шумоглушения

³ Начальник отдела Управления антитоксичных систем и шумоглушения
^{1,2,3} ФГУП «НАМИ», г. Москва, Россия

Аннотация

В статье рассмотрены основные методы субъективной оценки качества звука системы выпуска автомобиля. Объектом исследования является газодинамический шум выпуска отработавших газов. К наиболее используемым методам субъективной оценки относятся жюри тест, метод наименьших квадратов опорных векторов и нейронные сети. Представлен обзор методов, их преимущества и недостатки, а также анализ целесообразного выбора метода субъективной оценки на стадии проектирования системы выпуска. С помощью методов субъективной оценки осуществляется прогнозирование качества звука, создание звуковых образов и подбор индивидуального звука для систем выпуска автомобиля. Применен регрессионный анализ для получения субъективной оценки по качеству газодинамического шума системы выпуска автомобиля. Направлением дальнейших исследований является применение жюри теста для формирования качества и тембра звука системы выпуска под определенный автомобиль по запросу потребителя.

Ключевые слова: качество звука, субъективная оценка, жюри тест, регрессионный анализ, метод опорных векторов, нейронные сети, система выпуска.

Overview the methods of subjective assessment for sound quality of the vehicle exhaust system

Chertishchev A.N.^{1*}, Nadareishvili G.G.², Yudin S.I.³

¹ Head of the sector of Antitoxic Systems and Noise Suppression

² PhD, head of the department of Antitoxic Systems and Noise Suppression

³ Head of the department of Antitoxic Systems and Noise Suppression

^{1,2,3} FSUE «NAMI», Moscow, Russia

Abstract

In article review the main methods for subjective assessment of sound quality of the vehicle exhaust system. The object of the study is the gas-dynamic noise of exhaust gases. The most commonly used subjective assessment methods are jury test, least square support vectors, and neural networks. The overview of the methods, their advantages and disadvantages, as well as an analysis of the reasonable choice of the subjective assessment method at the design stage of the exhaust system are presented. With the help of subjective assessment methods, prediction of sound quality, creation of sound images and selection of the individual sound for the vehicle exhaust systems are realized. Regression analysis is applied to obtain a subjective assessment of the quality for the gas-dynamic noise of the vehicle exhaust system. The direction of further research is the use

*E-mail: aleksei.chertishchev@nami.ru (Чертищев А.Н.)

of test jury in order to form the quality and timbre of the exhaust system sound for a particular vehicle at the request of the consumer.

Keywords: sound quality, subjective assessment, jury test, regression analysis, support vector machine, neural networks, exhaust system.

Введение

С развитием производства автотранспортных средств в современном мире повышенное внимание уделяется качеству звука системы выпуска автомобиля. Качество звука становится неотъемлемой частью потребительских свойств автомобиля по акустическому комфорту. Поэтому очень важное значение имеет проведение субъективной оценки акустического восприятия звука от системы выпуска. Субъективная оценка качества звука - это использование психологических методов для исследования качества звучания.

Наиболее распространенными и основными методами исследования, по отношению к системе выпуска автомобиля, являются: жюри тест, метод наименьших квадратов опорных векторов и нейронные сети. Объект исследования - шум выпуска отработавших газов, исходящий из выхлопной трубы системы выпуска автомобиля.

1. Методы субъективной оценки

1.1. Жюри тест

Существует большое количество методов для выполнения жюри тестов.

Эти методы для определения восприятием человека могут быть разделены на две группы: абсолютный и относительный методы. Примерами относительных методов являются [1]:

- метод парных сравнений: два различных образа звука прослушиваются членами жюри, и далее они определяют какой из двух образов звука наиболее удовлетворяет критерию оценки.

- оценка величины стимула: первоначально представлен стандартный звук, которому присвоено значение 100 единиц.

Каждый звук сравнивается со стандартными членами жюри, которые оценивают звук относительно стандартного.

Примерами абсолютных методов являются методы:

- семантического дифференциала или полярных профилей: после прослушивания звука, члены жюри оценивают его с помощью списка вопросов, например, тихий <> громкий, мягкий <> грубый ... Абсолютная шкала, такая как -3, -2, -1, 0, 1, 2, 3. Этот метод применяется, если необходима глобальная оценка.

- категориального шкалирования: этот метод является тем же, что и метод семантического дифференциала, но в этом случае член жюри не должен оценивать звук со списком вопросов, а отвечать только на один вопрос для каждого звука. Это необходимо повторить по всем вопросам. Этот подход предполагает большую работу для членов жюри, но точность оценки улучшается значительно.

Какой из этих методов должен быть предпочтительным, зависит от требуемой точности, необходимой информации и членов жюри.

При субъективной оценке главными показателями являются повторяемость и степень согласованности результатов членов жюри.

Повторяемость или сходимость результатов оценки – это мера вероятности того, что члены жюри будут давать одинаковую оценку паре звуков каждый раз, когда они повторно слушают данные звуки через определенный промежуток времени при одинаковых условиях. Повторяемость определяется в процентах как отношение количества сравнений, оцененных одинаково, к общему количеству сравнений, как показано в уравнении (1) [2]:

$$\text{Повторяемость}(\%) = 100 \times \frac{\text{Количество сравнений, оцененных одинаково}}{\text{Общее количество сравнений}} \quad (1)$$

Степень согласованности оценивает единое мнение членов жюри по восприятию качества звука.

Степень согласованности определяется от 0 до 1 как коэффициент конкордации Кендалла, характеризующий степень согласованности мнений экспертов (в виде рангов) по совокупности критериев. Значения ближе к 1 соответствуют высокой степени согласия между членами жюри.

Коэффициент конкордации Кендалла (W) рассчитывается по формуле [2]:

$$W = \frac{12R}{p^2(n^3 - n)} \quad (2)$$

где R – сумма квадратов разностей рангов (отклонений от среднего); p – число экспертов (членов жюри), шт.; n – число звуковых образов для оценки, шт.

Субъективная оценка связана с объективными показателями (метриками) качества звука.

Комбинация субъективных данных, полученных в жюри тестах и объективных показателей используется для создания модели субъективного восприятия качества звука. Эта модель определяется с использованием методов регрессионного анализа. Одним из способов корреляции между субъективными и объективными показателями является множественный регрессионный анализ. Этот анализ позволяет описать зависимую переменную y как сочетание влияния независимых переменных x_q . Относительно первоначального подхода использован линейный регрессионный анализ, который можно представить следующей формулой:

$$y = a_0 + a_1x_1 + a_2x_2 + \dots + a_qx_q \quad (3)$$

где, a_q называются коэффициентами регрессии, а объективные показатели качества звука x_q образуют количество q независимых переменных, таких, как громкость, “резкость” звука и т.д. Количество этих показателей может быть до 6 (в зависимости от поставленной задачи по анализу качества звука).

Используя множественный регрессионный анализ, можно определить взаимосвязь между всеми объективными показателями и предпочтением жюри.

1.2. Метод наименьших квадратов опорных векторов

Метод наименьших квадратов опорных векторов – это своего рода алгоритм метода опорных векторов в его модификации наименьших квадратов. Он позволяет вместо исходной нелинейной задачи решить эквивалентную в виде системы линейных уравнений, что эффективно снижает вычислительную сложность. По данному алгоритму решается проблема распознавания и классификации звуковых образов с помощью метода квадратичного программирования, а также данный алгоритм используется для регрессионного анализа.

Метод наименьших квадратов опорных векторов содержит обучающий набор с входными данными и соответствующими метками двоичных классов. Обучающий набор точек (x_i, y_i) формируется на основе распределения вероятности $P(x, y)$, который объективно существует. Уравнение линейной регрессии представлено в виде [3]:

$$f(x) = w^T \varphi(x) + b \quad (4)$$

где w^T – нормальный вектор к разделяющей гиперплоскости, $\varphi(x)$ – функция отображения, которая отображает n – размерный входной вектор x по отношению к многомерному признаковому пространству R , b – смещение по оси ординат.

Версия классификатора опорных векторов методом наименьших квадратов получается переформулировкой задачи минимизации как:

$$\min J(w, \xi) = \frac{1}{2} w^T w + \gamma \frac{1}{2} \sum_{i=1}^l \xi_i^2 \quad (5)$$

$$s.t. \quad y_i = w^T \varphi(x_i) + b + \xi_i, \quad i = 1, \dots, l \quad (6)$$

где $J(w, \xi)$ – функция минимизации, $i = 1, 2, \dots, l$, $x_i \in R_n$ – количество входных векторов, l – размерность входных данных, w – “взвешенный” вектор, ξ_i – ошибка, γ – параметр регуляризации, который контролирует ошибки, y_i – ожидаемое значение прогнозируемой суммы.

Данное уравнение решается с помощью метода множителей Лагранжа:

$$L(w, b, \xi, \alpha) = J(w, \xi) - \sum_{i=1}^l \alpha_i [w^T \varphi(x_i) + b + \xi_i - y_i] \quad (7)$$

где $\alpha = (\alpha_1, \dots, \alpha_l)^T$ – множители Лагранжа.

Уравнение линейной регрессии может быть выражено через ядерную функцию опорных векторов:

$$f(x) = \sum_{i=1}^l \alpha_i K(x, x_i) + b \quad (8)$$

где $f(x)$ – ядерная функция опорных векторов, $K(x, x_i)$ – функция сходства (называемой ядром) между непомеченным входом x и каждым из тренировочных входов x_i , α_i – линейный коэффициент, $i = 1, 2, \dots, l$ – количество тренировочных входов, b – смещение по оси ординат.

Метод наименьших квадратов опорных векторов предназначен для прогнозирования качества звука. Модель прогнозирования создается с помощью пакета прикладных программ MATLAB. Процесс моделирования включает в себя проведение объективной оценки и жюри тестов. Гауссова радиально-базисная ядерная функция наиболее часто используется в модели прогнозирования качества звука и имеет меньшую среднюю относительную ошибку:

$$K(x, x_i) = \exp(\|x - x_i\|^2 / 2\sigma^2) \quad (9)$$

где σ – параметр ядерной функции, который указывает ширину полосы пропускания для звукового сигнала.

Для проверки модели прогнозирования качества звука используется обучающий набор звуковых образов. Для этого применяется машинное обучение с учителем для прогнозирования качества газодинамического звука системы выпуска. Объективные параметры качества звука используют как входные данные для модели. Определяется взаимосвязь между объективной и субъективной оценками.

1.3. Нейронные сети

Структура искусственной нейронной сети была определена, реализована и оптимизирована с целью прогнозирования воспринимаемого качества звука для нормального слуха человека и слабослышащих людей [4]. Она имитирует работу естественной нейронной сети - человеческого мозга. Искусственная нейронная сеть состоит из множества простых, нелинейных вычислительных элементов, которые работают параллельно и взаимосвязаны. Представляет собой структуру, состоящую из искусственных нейронов (скрытые слои), определенным образом связанных друг с другом и внешней средой с помощью связей, каждая из которых имеет определенный весовой коэффициент (w), на который умножается поступающее через него значение. Каждый нейрон получает через свои соединения ряд входных сигналов x_n (данные входных значений по качеству звука от звукового сигнала) и выдает один выходной сигнал Y (субъективную оценку по качеству звука) (см. рис.1).

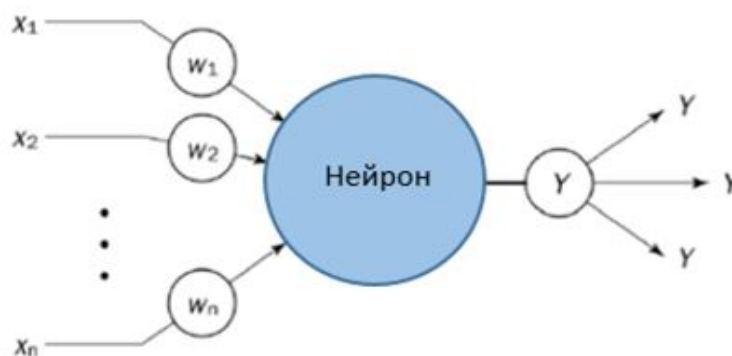


Рис. 1. Нейронная сеть с одним нейроном

$x_{(1,2...n)}$ - входные сигналы; $w_{(1,2...n)}$ - весовые коэффициенты; Y - выходной сигнал

В основном нейронная сеть состоит из трех типов слоев: входного, скрытого (вычислительного) и выходного (см. рис.2). Сеть имеет один входной и один выходной слой, но может иметь несколько скрытых слоев в зависимости от решаемой задачи.

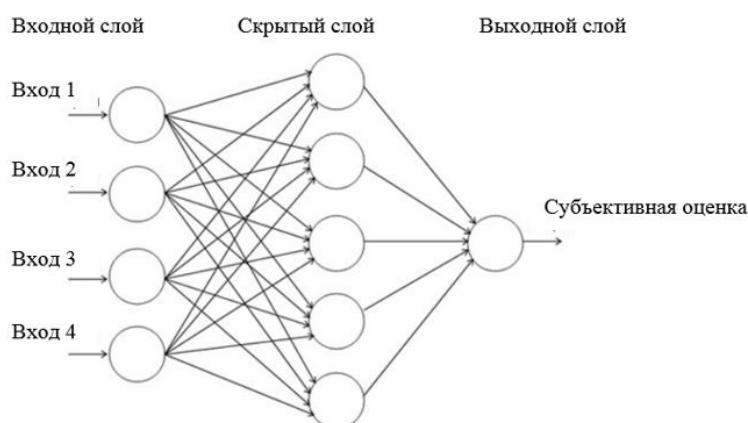


Рис. 2. Многослойная архитектура нейронной сети

Нейронная сеть принимает на входе числовые значения и выдает на выходе также числовые значения. Передаточная функция для каждого элемента сети выбирается таким образом, чтобы ее входной параметр мог принимать произвольные значения, а выходные значения находились в строго ограниченном диапазоне.

В нейронных сетях широко используется метод обратного распространения ошибки. После процесса передачи входных значений в нейронную сеть и получения выходных данных, которые называются прогнозируемым значением вычисляют ошибку. Чтобы вычислить ошибку сравниваются прогнозируемое и фактическое значения с помощью функции потерь. Далее вычисляется производная от значения ошибки по каждому весовому коэффициенту в нейронной сети. Этот процесс повторяется до вычисления градиента каждого весового коэффициента, чтобы уменьшить значение ошибки, тем самым получить минимальные потери.

Искусственные нейронные сети относят к математическим моделям, основанным на машинном обучении, которое заключается в итеративной подстройке весовых коэффициентов сети по некоторому правилу, называемому алгоритмом обучения. Важное значение имеет скорость обучения. Она определяет, как быстро будет обновлено значение весового коэффициента в процессе обратного распространения. Скорость обучения должна быть высокой, но такой, чтобы алгоритм обучения не расходился. При низкой скорости обучения алгоритм обучения будет сходиться медленно. Чтобы не возникло переобучения (проблем работы с новыми данными из-за высокой скорости) используют регуляризацию-понижение сложности модели с сохранением параметров. При этом учитываются потеря и вектор весового коэффициента. Для того, чтобы нейронная сеть могла корректно решать поставленные задачи, требуется провести ее обучение на большом количестве наборов входных данных.

2. Преимущества и недостатки методов субъективной оценки

2.1. Преимущества

1. При сравнении методов субъективной оценки качества звука наибольшую точность, по субъективной оценке, имеют искусственные нейронные сети, имеющие процесс обратного распространения ошибки.

2. Метод наименьших квадратов опорных векторов и нейронные сети могут прогнозировать качество звука на основе обученных моделей без проведения жюри тестов, при этом отсутствует необходимость создавать одинаковые условия для проведения повторных жюри тестов.

3. Жюри тесты являются основной оценкой для создания звуковых образцов, в том числе для субъективной оценки качества звука методом наименьших квадратов опорных векторов и к нейронным сетям. На стадии проектирования систем выпуска автомобиля качество и тембр звука при жюри тестах может формироваться под определенный автомобиль по запросу потребителя.

4. При исследовании качества звука могут быть использованы метод наименьших квадратов опорных векторов и нейронные сети для решения задач регрессионного анализа.

2.2. Недостатки

1. Недостатком метода наименьших квадратов опорных векторов и нейронной сети является трудоемкость и длительность обучения моделей. Необходим большой набор входных данных для создания звуковых образцов по качеству звука.

2. Звуковые образцы для метода наименьших квадратов опорных векторов и нейронных сетей формируются на основании жюри тестов. Необходимо проводить подготовку для проведения жюри тестов.

3. Метод наименьших квадратов опорных векторов и нейронные сети предназначены в основном для проверки изготавливаемых систем выпуска и для вновь проектируемых, но с прогнозированием качества звука по отношению к существующим

наборам звуковых образцов.

4. Для жюри тестов необходимым условием является создание одинаковых условий для проведения испытаний для каждого образца системы выпуска, и в частности, если испытания проводятся в течение длительного времени.

Заключение

До настоящего времени качество шума выпуска отработавших газов автомобиля является наименее изученным. Целесообразным решением для субъективной оценки качества звука при проектировании системы выпуска будет выбор жюри теста. Жюри тест широко используется на стадии разработки системы выпуска для создания индивидуального звукового образа для различных автомобилей. В дальнейших исследованиях предполагается изучение качества звука, по субъективной оценке, системы выпуска с помощью средств программного пакета Siemcenter Test.Lab Jury Testing.

Список литературы

1. L. Dedenev, R. Valgaeren, M. Van Overmeirev and P. Guillaumev. Correlation of subjective perception of exhaust systems with sound quality metrics // Proceeding of SPIE.- January 1998.
2. Kunte D.S. Sound Quality Prediction Using Neural Networks // KTH Royal Institute of Technology School of Industrial Engineering and Management Paper.-Stockholm, Sweden, 2020.
3. C.W. Xiao, Y.S. Wang, L. Shi and H. Guo. Sound Quality Prediction of Vehicle Interior Noise During Acceleration Using Least Square Support Vector Machine // Journal of Applied Sciences 13 (12): 2288-2293, 2013.
4. Nielsen L.B. A Neural Network Model for Prediction of Sound Quality/ The Acoustics Laboratory of Technical University of Denmark.-1993.-Report No.53.

References

1. L. Dedenev, R. Valgaeren, M. Van Overmeirev and P. Guillaumev. Correlation of subjective perception of exhaust systems with sound quality metrics // Proceeding of SPIE.- January 1998.
2. Kunte D.S. Sound Quality Prediction Using Neural Networks // KTH Royal Institute of Technology School of Industrial Engineering and Management Paper.-Stockholm, Sweden, 2020.
3. C.W. Xiao, Y.S. Wang, L. Shi and H. Guo. Sound Quality Prediction of Vehicle Interior Noise During Acceleration Using Least Square Support Vector Machine // Journal of Applied Sciences 13 (12): 2288-2293, 2013.
4. Nielsen L.B. A Neural Network Model for Prediction of Sound Quality/ The Acoustics Laboratory of Technical University of Denmark.-1993.-Report No.53.

УДК: 534.28
OECD: 01.03.АА

Акустические характеристики резонаторов Гельмгольца с перфорированными микроотверстиями панелями, используемыми в качестве горла

Кезик В.И.

Старший научный сотрудник ФГБУ ГНЦ ФМБЦ им. А.И. Бурназяна ФМБА России,
г. Москва, РФ

Аннотация

Проведена серия экспериментов по определению акустических характеристик резонаторов Гельмгольца, у которых в качестве горла использовались перфорированные микроотверстиями панели различной толщины (от 3 до 40 мм). Диаметр микроотверстий на разных панелях составлял от 0,4 до 0,9 мм, количество микроотверстий на одной панели было равным 85. Объем резонатора менялся от 6,8 до 35,8 мл.

Результаты экспериментов хорошо согласуются с теорией, в основе которой лежит строгий учет вязкостных свойств воздуха. Активные потери в микроотверстиях также определяются вязкостью воздуха. Наличие надежной теории позволяет производить расчет резонансных звукопоглощающих конструкций на основе перфорированных микроотверстиями панелей, обеспечивающих при правильно подобранных параметрах практически полное поглощение звуковой энергии на резонансной частоте.

Ключевые слова: резонансные звукопоглотители, резонатор Гельмгольца, вязкость воздуха, сопротивление в узких трубах, активные потери.

Acoustic characteristics of Helmholtz resonators with panels perforated with micro-holes used as the neck

Kezik V.I.

Senior researcher of the Burnazyan Federal Medical Biophysical Center, Moscow, Russia

Abstract

A series of experiments was carried out to determine the acoustic characteristics of Helmholtz resonators, in which micro-hole-perforated panels of various thicknesses (from 3 to 40 mm) were used as the neck. The diameter of the micro-holes on different panels ranged from 0.4 to 0.9 mm, the number of micro-holes on one panel was equal to 85. The volume of the resonator varied from 6.8 to 35.8 ml.

The results of the experiments are in good agreement with the theory, which is based on a strict account of the viscous properties of air. Active losses in micro-holes are also determined by the air viscosity. The presence of a reliable theory makes it possible to calculate resonant sound-absorbing structures based on panels perforated with micro-holes, which, with correctly selected parameters, provide almost complete absorption of sound energy at the resonant frequency.

Keywords: resonant sound absorbers, Helmholtz resonator, air viscosity, resistance in narrow pipes, active losses.

Введение

Резонаторы Гельмгольца, являясь классическим объектом акустики, всегда привлекали внимание исследователей. Изобретение резонансных звукопоглотителей, используемых в различных областях техники, сделало интерес к резонаторам Гельмгольца еще более предметным. Необходимо было рассчитывать акустические свойства резонаторов в зависимости от их геометрических параметров. Сравнительно просто решалась задача определения частотных характеристик резонатора [1]. Более сложной является задача определения его энергетических характеристик [2] (степень поглощения, добротность и т.д.). В настоящей работе исследуются резонаторы Гельмгольца, у которых в качестве горла используются перфорированные микроотверстиями панели различной толщины. С помощью таких резонаторов может быть реализована задача полного поглощения звуковой энергии на резонансной частоте.

1. Методика определения акустических характеристик резонаторов

Акустические характеристики резонаторов экспериментально определялись с помощью метода двух микрофонов [3]. Микрофоны устанавливались на определенном расстоянии от образца и друг от друга в стенке импедансной трубы, на одном уровне с ее внутренней стороной. В конце импедансной трубы находился образец (перфорированная панель). За панелью располагалась цилиндрическая полость резонатора объема V .

В результате эксперимента определялись значения активной $R1$ и реактивной $Y1$ компоненты удельного акустического импеданса, нормированного к ρc , в сечении окончания волновода, т.е. в месте расположения передней стенки перфорированной панели. Величина $R1$ характеризует активные (безвозвратные) потери энергии в резонаторе. Если предположить, что в объеме резонатора потерь не происходит, то все потери связаны с движением воздуха в горле резонатора.

Значения $R1$ и $Y1$ определялись для каждой частоты выбранного диапазона с заданным шагом. Экспериментальное значение резонансной частоты определяется пересечением кривой $Y1(f)$ с осью абсцисс, т.е. значением f , при котором величина обращается в ноль.

В эксперименте определялась также зависимость коэффициента поглощения резонатора α [4] от частоты возбуждения. Коэффициент поглощения α на каждой исследуемой частоте определяется по формуле:

$$\alpha = \frac{4R1}{(R1 + 1)^2 + Y1^2} \quad (1)$$

Из уравнения (1) видно, что полное поглощение звука ($\alpha=1$) на резонансной частоте ($Y1 = 0$) происходит при $R1 = 1$.

Зависимости $R1$, $Y1$ и α от частоты экспериментально определялись для разных панелей и разных значений объема V . Кроме того эти зависимости определялись для открытых панелей, т.е. для случая, когда $V = \infty$.

2. Теоретическое описание объекта исследования

Теоретическое рассмотрение проблемы основано на представлениях Крендалла о влиянии вязкости на движение жидкости или газа под действием периодической силы в цилиндрических трубах. В соответствии с этими представлениями механический импеданс воздушной пробки в одиночной цилиндрической трубке определяется по

формуле, полученной Крендаллом [4,5]:

$$ZM_{\sigma} = \frac{i\sigma\rho h\omega}{1 - \frac{2}{k_{\mu}r} \frac{J_1(k_{\mu}r)}{J_0(k_{\mu}r)}}, \quad (2)$$

где r – радиус трубки, h – ее длина, $\sigma = \pi r^2$ – площадь поперечного сечения, ω – круговая частота, k_{μ} – параметр, определяемый по формуле $k_{\mu} = \sqrt{-i\frac{\rho\omega}{\mu}}$ (волновое число Стокса), ρ и μ – плотность и коэффициент вязкости воздуха, J_0 и J_1 – функции Бесселя первого рода первого и второго порядка от аргумента $k_{\mu}r$, i – мнимая единица.

Эта формула справедлива как для широких цилиндрических труб небольшой длины, так и для тонких коротких капилляров. Длина трубы или капилляра должна удовлетворять условию $h \ll \lambda$, где λ – длина волны. Для широких и коротких труб в формуле (2) необходимо учитывать наличие концевых поправок [6,7]. Для рассматриваемых в настоящей работе микроотверстий длина h в десятки раз превышает r , поэтому концевыми поправками мы пренебрегаем.

Механический импеданс пучка, состоящего из N таких трубок, будет равен:

$$ZM_{\Sigma} = N \cdot ZM_{\sigma}. \quad (3)$$

Механический импеданс пучка из N трубок, вставленных в объем V будет равен:

$$ZM_{\Sigma V} = ZM_{\Sigma} - i\frac{\rho c^2 \Sigma^2}{\omega \cdot V}, \quad (4)$$

где $\Sigma = N\sigma$ – суммарная площадь сечения N капиллярных трубок.

Рассматриваемый резонатор исследуется с помощью импедансной трубы. Поэтому перейдем от механического импеданса $ZM_{\Sigma V}$ к удельному акустическому импедансу $Z1_{\Sigma V}$, нормированному к ρc , при этом учтем трансформацию импеданса от суммарной площади отверстий Σ к площади сечения волновода S .

$$Z1_{\Sigma V} = ZM_{\Sigma V} \frac{S}{\rho c \Sigma^2}. \quad (5)$$

Активная и реактивная составляющие этого импеданса определяются по формулам:

$$R1_{\Sigma V} = Re(Z1_{\Sigma V}), \quad (6)$$

$$Y1_{\Sigma V} = Im(Z1_{\Sigma V}). \quad (7)$$

Резонансная частота определяется пересечением кривой $Y1_{\Sigma V}(f)$ с осью абсцисс, т.е. значением f , при котором величина $Y1_{\Sigma V}$ равна нулю.

По таким же формулам (5-7) определяются компоненты импеданса $R1_{\Sigma}$ и $Y1_{\Sigma}$ для открытых панелей, т.е. для случая, когда $V = \infty$ (второй член в формуле (4) обращается в ноль).

Вернемся к формуле (2). Для капиллярных трубок (т.е. при $|k_{\mu}r| < 1$) формула (2) может быть приближенно записана в виде [4,5]:

$$ZM_{\sigma} \approx \frac{8\mu h\sigma}{r^2} + i\frac{4}{3}\rho h\omega\sigma = 8\pi\mu h + i\frac{4}{3}\omega t, \quad (8)$$

где первый член соответствует закону Пуазейля для сопротивления при ламинарном течении вязкой жидкости по узкой капиллярной трубке, второй член

соответствует реактивной компоненте механического импеданса, которая определяет эффективную массу, участвующую в колебаниях, которая в $4/3$ раза больше фактической массы среды в трубке $m = \rho h \sigma$. Это означает, что в капиллярной трубке возникает присоединенная масса (или длина) за счет вязкости.

Сопоставим мнимые части комплексных выражений в уравнениях (2) и (8). Эффективная длина капиллярной трубки h_μ с учетом ее удлинения за счет вязкости может быть определена по формуле:

$$h_\mu = h \operatorname{Re} \left[\left(1 - \frac{2}{k_\mu r} \frac{J_1(k_\mu r)}{J_0(k_\mu r)} \right)^{-1} \right]. \quad (9)$$

Очевидно, что отношение h_{mu}/h должно стремиться к $4/3$ при $|k_\mu r \rightarrow 0|$. Это обстоятельство также будет проверено для исследуемых панелей.

Выражение (9) для эффективной длины капиллярной трубки h_μ может быть использовано для определения резонансной частоты f_0 другим способом. Для этого численно или графически нужно решить следующее трансцендентное уравнение:

$$f_0 - \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{\sigma \cdot N}{V \cdot h_\mu(f_0)}} = 0. \quad (10)$$

Второй член этого уравнения представляет собой известную формулу для определения собственной частоты резонатора Гельмгольца, учитывающую особенности рассматриваемого резонатора.

3. Описание эксперимента и его результатов

В эксперименте использовались перфорированные микроотверстиями панели различной толщины (от 3 до 40 мм) (см. рис. 1), изготовленные из неметаллических материалов. Диаметр микроотверстий на разных панелях составлял от 0,4 до 0,9 мм. Однако, вследствие сложности изготовления, микроотверстия на каждой из панелей имеют отклонения от цилиндрической формы, некоторый разброс по средним диаметрам, кроме того в микроотверстиях имеются заусенцы.

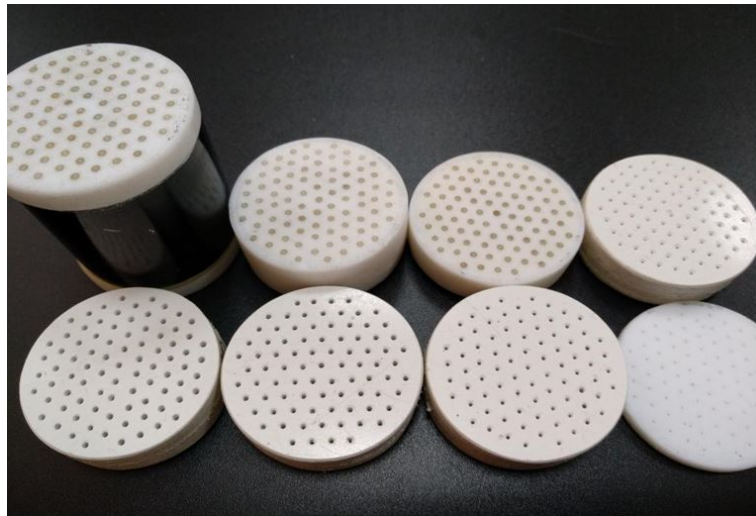


Рис. 1. Перфорированные микроотверстиями панели

С учетом всех этих особенностей была реализована следующая схема обработки. Для панели, пристыкованной к объему V , экспериментально определяется резонансная

частота. Радиус микроотверстий r определяется (уточняется) из условия равенства экспериментально определенной резонансной частоты и резонансной частоты, вычисленной теоретически. После этого вычисляются зависимости $R1$, $Y1$ и α от частоты и сопоставляются с соответствующими величинами, определенными экспериментально.

Такая процедура проделывалась для каждой панели, использованной в эксперименте. На рисунках 2 и 3 приведены полученные данные для двух панелей: одна максимальной толщины $h = 40,7$ мм, другая – минимальной $h = 2,9$ мм.

Для всех панелей в расчетах использовались следующие значения параметров: $c = 340$ м/с, $\rho = 1,205$ кг/м³, $\mu = 0,0000181$ Па·с, $S = 0,0007069$ м².

Данные по всем исследованным панелям содержатся в таблице 1, где приведены экспериментальные и рассчитанные значения для $R1$ и α на резонансной частоте. Все панели использовались с объемом полости резонатора, равным $V = 35,78$ мл.

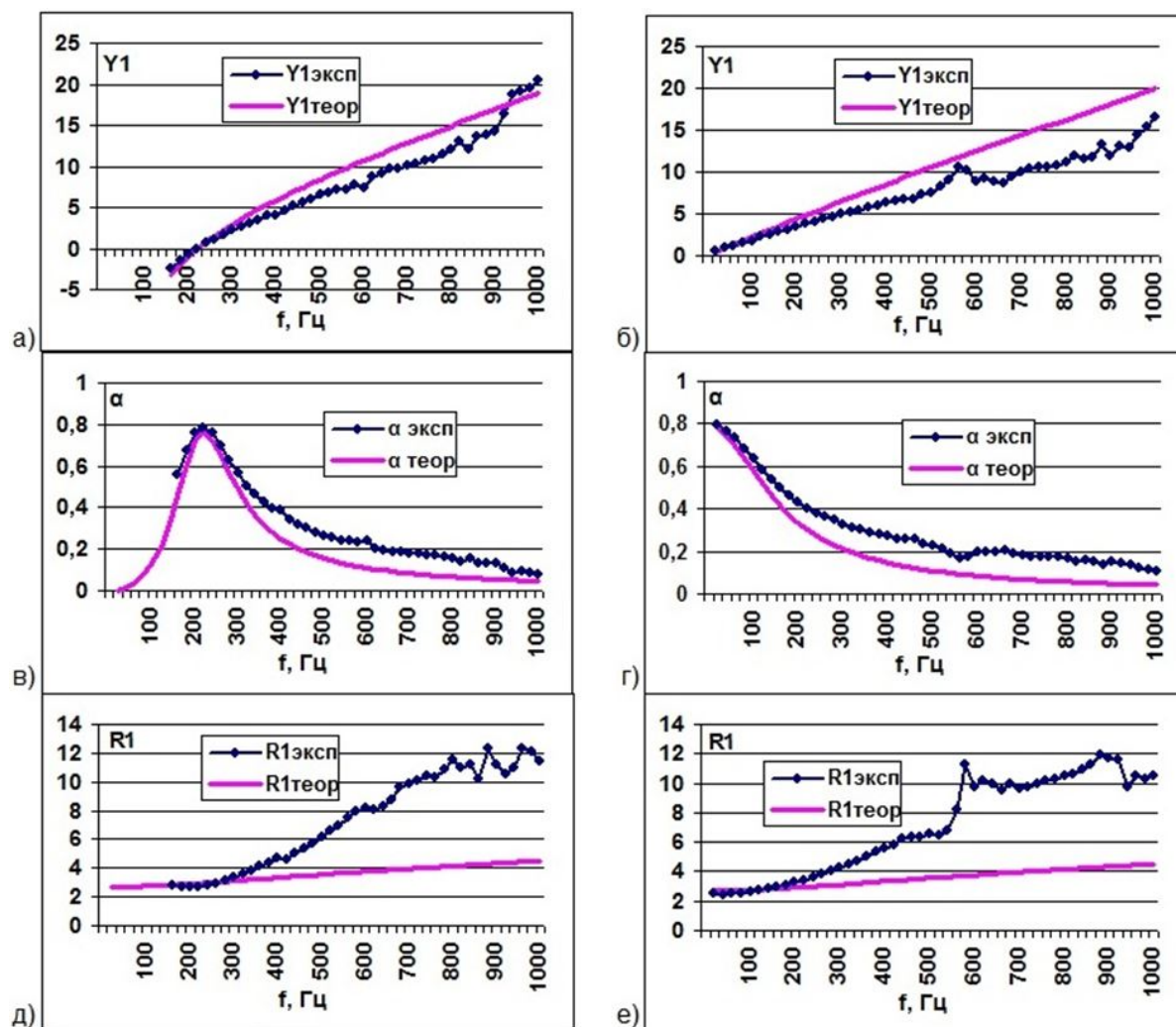


Рис. 2. Экспериментальные и теоретические зависимости $Y1$, α и $R1$ от частоты для панели с параметрами: $h = 40,7$ мм, $N = 85$, $r = 0,3447$ мм.

а), в), д) – кривые, относящиеся к эксперименту с объемом $V = 35,78$ мл,
б), г), е) – кривые, относящиеся к эксперименту с открытой панелью ($V = \infty$).

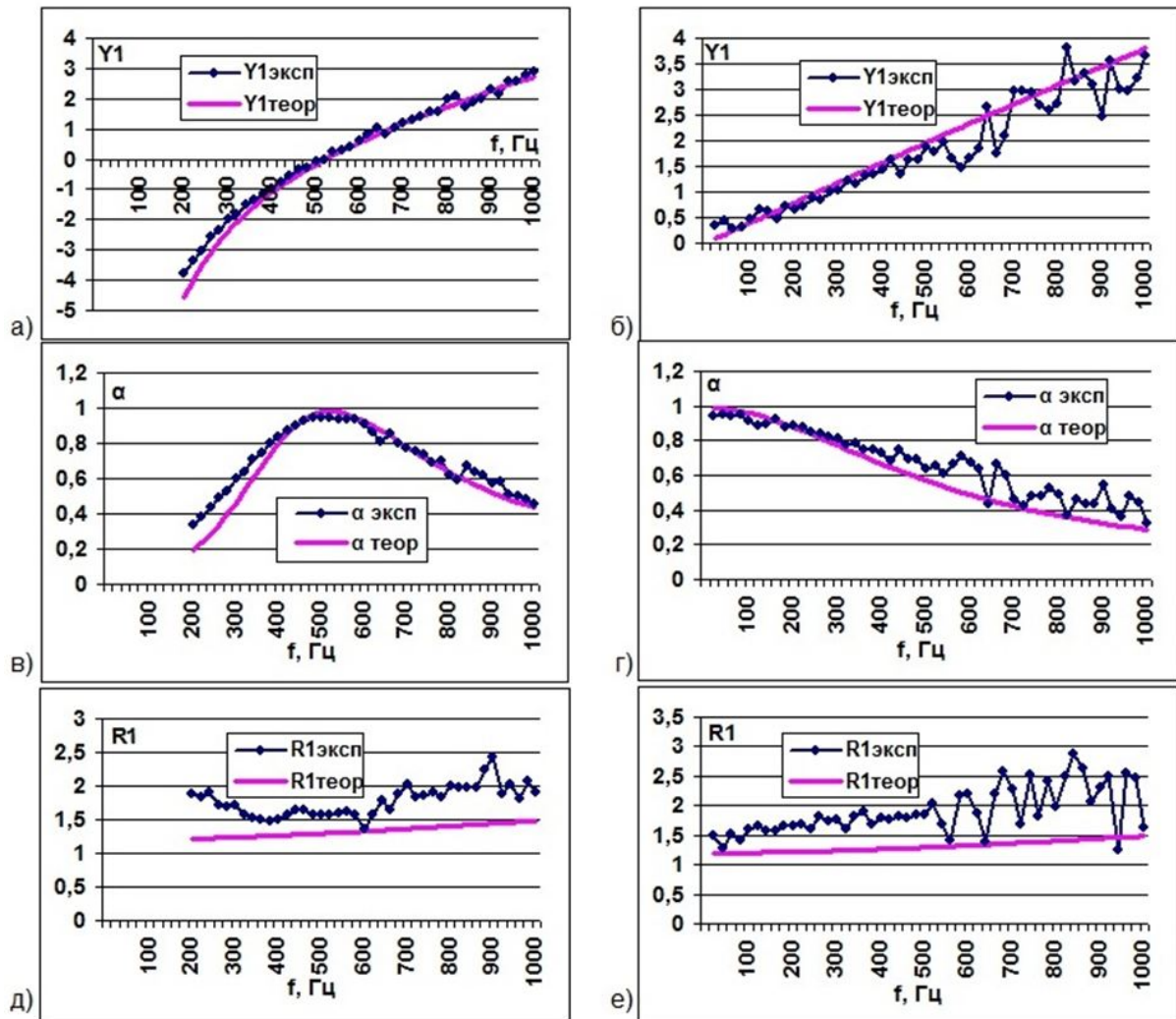


Рис. 3. Экспериментальные и теоретические зависимости $Y1$, α и $R1$ от частоты для панели с параметрами: $h = 2,9$ мм, $N = 85$, $r = 0,2180$ мм.

а), в), д) – кривые, относящиеся к эксперименту с объемом $V = 35,78$ мл,
 б), г), е) – кривые, относящиеся к эксперименту с открытой панелью ($V = \infty$).

Таблица 1

Теоретически и экспериментально полученные данные для резонаторов с исследованными панелями при $V = 35,78$ мл.

Номер панели	h , мм	$h_\mu(f_0)/h$	r , мм	f_0 , Гц	$R1(f_0)$ теор	$R1(f_0)$ эксп	$\alpha(f_0)$ теор	$\alpha(f_0)$ эксп
1	2,9	1,312	0,2180	522,5	1,301	1,575	0,983	0,950
2	9,7	1,296	0,2957	389,8	1,356	1,368	0,977	0,976
3	14,8	1,302	0,3061	325,9	1,766	1,739	0,923	0,927
4	40,7	1,309	0,3447	220,7	2,944	2,730	0,757	0,785
5	9,8	1,197	0,4344	593,1	0,420	0,454	0,833	0,859
6	9,8	1,224	0,3947	532,8	0,556	0,592	0,919	0,934
7	9,9	1,301	0,2889	376,3	1,495	1,696	0,961	0,933
8	9,8	1,321	0,2403	312,2	2,877	3,683	0,766	0,672

Как можно видеть (см. рис. 2 – 3 и табл. 1), рассчитанные значения акустических характеристик резонаторов и открытых панелей близки к значениям, полученным экспериментально. При этом величины $R1(f_0)_{\text{теор}}$ и $R1(f_0)_{\text{эксп}}$ для резонаторов с разными панелями оказывались как больше, так и меньше единицы. Очевидно, что подбором параметров панели можно обеспечить равенство $R1(f_0)$ единице, что соответствует полному поглощению звука на резонансной частоте ($\alpha(f_0) = 1$).

Значения $h_\mu(f_0)/h$, вычисленные для каждой панели на резонансной частоте, также согласуются с теоретическими представлениями: чем меньше r и f_0 , тем ближе величина $h_\mu(f_0)/h$ к значению 1,333 (см. выражения (8-9)).

Для панели № 3 (см. табл. 1) были проведены опыты с различными объемами полости резонатора Гельмгольца. Полость имела форму цилиндра диаметром 29,4 мм, высота цилиндра H изменялась от 10,0 до 52,7 мм. Для резонатора с $H = 52,7$ мм по выше описанной схеме определялось значение r , которое использовалось для вычисления теоретических характеристик (включая резонансную частоту) резонаторов с другими значениями H . Полученные данные приведены в таблице 2.

Таблица 2

Теоретически и экспериментально полученные данные для резонаторов с панелью № 3 (см. табл. 1) с параметрами $h = 14,8$ мм, $N = 85$, $r = 0,3061$ мм при различных значениях H

Номер эксперимента	$h_\mu(f_0)/h$	H , мм	V , мл	f_0 теор, Гц	f_0 эксп, Гц	$R1(f_0)$ теор	$R1(f_0)$ эксп	$\alpha(f_0)$ теор	$\alpha(f_0)$ эксп
1	1,302	52,7	35,78	325,9	325,9	1,766	1,739	0,923	0,927
2	1,295	40,0	27,16	375,2	375,5	1,815	1,774	0,916	0,922
3	1,285	30,0	20,37	434,9	433,7	1,876	1,849	0,907	0,911
4	1,269	20,0	13,58	535,9	536,8	1,982	1,966	0,892	0,894
5	1,237	10,0	6,79	767,6	768,9	2,214	2,254	0,857	0,851

Как видно из таблицы 2, теоретически рассчитанная резонансная частота для всех значений объема с высокой точностью совпадает с частотой, полученной

экспериментально. Это означает, что объемные эффекты, учитывающие возможное наличие в полости резонатора пристеночного термо-вязкого пограничного слоя, описанного в [8, 9], в нашем случае являются несущественными. Значения $R1(f0)$ и $\alpha(f0)$ также с высокой точностью дают совпадение теории и эксперимента.

Значения $h_\mu(f0)/h$, вычисленные для панели № 3 на резонансных частотах, согласуются с теоретическими представлениями: чем меньше $f0$, тем ближе величина $h_\mu(f0)/h$ к значению 1,333 (см. выражения (8-9)).

Таким образом, предложенный метод расчета дает хорошее согласие с экспериментом и не требует каких-либо дополнительных предположений.

Заключение

Наличие надежной теории позволяет производить расчет резонансных звукопоглощающих конструкций (см., например, [10]) на основе перфорированных микроотверстиями панелей, обеспечивающих при правильно подобранных параметрах практически полное поглощение звуковой энергии на резонансной частоте. При этом большое количество настраиваемых параметров (r , h , H и N/S) позволяет обеспечить это даже с учетом конструктивных ограничений на некоторые из этих параметров.

Список литературы

1. Быков А.И., Комкин А.И. Акустический импеданс круглых отверстий // Noise Theory and Practice. – 2020. – Т. 6. – № 3 (21). – С. 34-44.
2. Соболев А.Ф. Полуэмпирическая теория однослойных сотовых звукопоглощающих конструкций с лицевой перфорированной панелью // Акустический журнал. – 2007. – Т. 53. – № 6. – С. 861-872.
3. Лебедева И.В., Драган С.П. Определение акустических характеристик в трубах с помощью двух микрофонов // Измерительная техника. – 1988. – № 8. – С.52.
4. Ржевкин С.Н. Курс лекций по теории звука. – М.: Изд-во Московского университета, 1960. – 336 с.
5. Крендалл И.Б. Акустика. – М.: Книжный дом «ЛИБРОКОМ», 2009. – 168 с.
6. Комкин А.И., Миронов М.А., Юдин С.И. О присоединенной длине отверстий // Акустический журнал. – 2012. – Т. 58. – №. 6. – С. 677-677.
7. Комкин А.И., Быков А.И. Инерционная присоединенная длина горла резонаторов Гельмгольца // Акустический журнал. – 2016. – Т. 62. – № 3. – С. 277-287.
8. Комкин А.И., Миронов М.А., Юдин С.И. Исследование акустических характеристик резонатора Гельмгольца // В сборнике трудов научной конференции «XXVII сессия Российского акустического общества и сессия научного совета РАН по акустике». – г. Санкт-Петербург, 16-18 апреля 2014 г.
9. Комкин А.И., Миронов М.А., Быков А.И. Поглощение звука резонатором Гельмгольца // Акустический журнал. – 2017. – Т. 63. – №. 4. – С. 356-363.
10. Храмов И.В., Кустов О.Ю., Пальчиковский В.В. Определение акустических характеристик полномасштабного образца реальной однослойной сотовой звукопоглощающей конструкции на основе численного моделирования // В сборнике: Защита от повышенного шума и вибрации. Сборник докладов VII Всероссийской научно-практической конференции с международным участием. под редакцией Н.И. Иванова. – СПб.: 2019. – С. 231-243.

References

1. Bykov A.I., Komkin A.I. Akusticheskij impedans kruglyh otverstij // Noise Theory and Practice. – 2020. – Т. 6. – № 3 (21). – S. 34-44.
2. Sobolev A.F. Poluempiricheskaya teoriya odnoslojnyh sotovyh zvukopogloshchayushchih konstrukcij s licevoj perforirovannoju panel'ju // Akusticheskij zhurnal. – 2007. – Т. 53. – № 6. – S. 861-872.
3. Lebedeva I.V., Dragan S.P. Opredelenie akusticheskix harakteristik v trubah s pomoshch'ju dvuh mikrofonov // Izmeritel'naya tekhnika. - 1988. - № 8. - S.52.
4. Rzhavkin S.N. Kurs lekcij po teorii zvuka. – M.: Izd-vo Moskovskogo universiteta, 1960. – 336 s.
5. Krendall I.B. Akustika. - M.: Knizhnyj dom «LIBROKOM», 2009. - 168 s.
6. Komkin A.I., Mironov M.A., Yudin S.I. O prisoedinennoj dline otverstij // Akusticheskij zhurnal. - 2012. - Т. 58. - №. 6. - S. 677-677.
7. Komkin A.I., Bykov A.I. Inercionnaya prisoedinennaya dlina gorla rezonatorov Gel'mgol'ca // Akusticheskij zhurnal. – 2016. – Т. 62. – № 3. – S. 277-287.
8. Komkin A.I., Mironov M.A., Yudin S.I. Issledovanie akusticheskix harakteristik rezonatora Gel'mgol'ca // V sbornike trudov nauchnoj konferencii «XXVII sessiya Rossijskogo akusticheskogo obshchestva i sessiya nauchnogo soveta RAN po akustike». – g. Sankt-Peterburg, 16-18 aprelya 2014 g.
9. Komkin A.I., Mironov M.A., Bykov A.I. Pogloshchenie zvuka rezonatorom Gel'mgol'ca // Akusticheskij zhurnal. - 2017. - Т. 63. - №. 4. - S. 356-363.
10. Khramtsov I.V., Kustov O.Yu., Palchikovskij V.V Opredelenie akusticheskix harakteristik polnomasshtabnogo obrazca real'noj odnoslojnoj sotovoj zvukopogloshchayushchej konstrukcii na osnove chislennogo modelirovaniya // V sbornike: Zashchita ot povyshennogo shuma i vibracii. Sbornik dokladov VII Vserossijskoj nauchno-prakticheskoj konferencii s mezhdunarodnym uchastiem. pod redakciej N.I. Ivanova. 2019. S. 231-243.

УДК: 534.6.08
OECD: 1.03.AA

Мониторинг авиационного шума и выявление типов воздушных судов, оказывающих воздействие на жилую территорию, вблизи аэропорта

Фиев К.П.

Аспирант, ассистент кафедры «Экология и производственная безопасность»,
Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ»,
г. Санкт-Петербург, РФ

Аннотация

В данной статье рассмотрены факторы вреда от шумового воздействия авиационным транспортом и способы борьбы с ним в разных странах. Показаны данные натурных измерений эквивалентных и максимальных уровней звука при пролете воздушных судов в точках измерений в дневное и ночное время. Приведены нормативная документация, описание точек измерения и методы проведения измерений шума в контрольных точках. Проведено сравнение полученных результатов измерений с предельно-допустимыми значениями и построены графики анализа максимальных уровней звука при пролете воздушных судов в точке измерения №1 и диаграммы типов воздушных судов, отмеченных в период проведения измерений. На основании информации о полетах (время взлета/посадки, направление, тип воздушного судна) проведен анализ эквивалентных и максимальных уровней звука.

Ключевые слова: воздушное судно, эквивалентный уровень звука, аэропорт, шум, максимальный уровень звука.

Aircraft noise monitoring and identification of aircraft types affecting residential areas near the airport

Fiev K.P.

Post-graduate student, The department of Ecology and Industrial Safety, Baltic State Technical University
‘VOENMEH’ named after D.F. Ustinov, St. Petersburg, Russia

Abstract

This article considers the adverse factors of the exposure to air transport noise and ways of its mitigation in different countries. The data of full-scale measurements of equivalent and maximum sound levels during the aircraft flight at the measurement points during the day and at night are shown. The normative documentation, measurement points description and methods of noise measurement at control points are given. The obtained measurement results are compared with the maximum permissible values and graphs analyzing maximum sound levels during the aircraft passage at measurement point No. 1 and diagrams of the aircraft types marked during the measurement period are constructed. Based on the flight information (take-off/landing time, direction, aircraft type), the equivalent and maximum sound levels were analyzed.

Keywords: aircraft, equivalent sound level, airport, noise, maximum sound level.

Введение

Шум, который создает авиационный транспорт, а именно самолеты гражданской авиации очень сильно влияет на состояние здоровья жителей городов и со временем его влияние может сильно возрасти. Федеральный закон Российской Федерации № 52 «О санитарно-эпидемиологическом благополучии населения» [5] предписывает требования к снижению шума на селитебной территории вблизи аэропортов и аэродромов.

Снижение шума воздушных судов - одна из наиболее распространенных всемирных проблем общества. Начало проблемы датируется серединой прошлого века, после ввода в эксплуатацию больших, быстрых и вместительных самолетов с турбореактивными двигателями, таких как Ту-104, Boeing 707 и др.

Использование данного типа машин было выгодно с экономической точки зрения, другой стороной использования данных типов воздушных судов (ВС) стали высокие уровни звука двигателей, которые существенно меняли акустическую ситуацию в районе аэропортов резко в худшую сторону. Недовольство жителей против деятельности авиакомпаний и аэропортов привело к появлению законодательства в области авиационного шума и поисков путей его снижения. Гражданская авиация в эти годы становится высокотехнологичной отраслью мировой экономики и по этой причине начинается широкое взаимодействие интересов государств, авиакомпаний, аэропортов, компаний – изготовителей авиационной техники.

Повышенное внимание экологическим аспектам и возникновение конкуренции на рынке авиаперевозчиков поставили проблемы авиационного шума на второе место, сразу же после проблем безопасности полетов.

В конце 60-х годов в ИКАО образован Комитет по авиационному шуму (CAN), который в 1983 г. был преобразован в комитет по охране окружающей среды от воздействия авиации (CAEP), который занимался вопросами шума и эмиссии авиационных двигателей.

Действия ИКАО реализуют взвешенный подход с учетом неравномерности экономического развития различных стран, географических особенностей, исторических аспектов и научно-технического потенциала. Хотя на данный момент достигнуты серьезные достижения в регулировании проблемы шума воздушных судов существуют и объективные причины обострения данной проблемы. В первую очередь это – высокие темпы развития мировой гражданской авиации. Рост числа взлетов и посадок ведет к увеличению пропускной способности, постройке дополнительных взлетно-посадочных полос (или реконструкции старых) с каждым годом приводит к тому, что сфера влияния аэропорта на прилегающую территорию увеличивается. Эту проблему усугубляет еще и тот фактор, что города ведут строительство жилых домов все ближе и ближе к территории аэропортов.

Затраты на борьбу с авиационным шумом составляют значительные суммы. Например, программы звукоизоляции зданий в районе аэропортов в Сиднее и Аделаиде составляют \$ 470 000 000 в Бостонском аэропорту \$ 140 000 000, в Сан-Франциско \$ 153 000 000 и в Детройте \$ 118 000 000.

Акустическое излучение воздушными судами генерируется во всех элементах двигателя: вентилятор, компрессор, камера сгорания, турбина и реактивное сопло. Таким образом, компрессор гонит воздух в камеру сгорания, сжимая его до 6-7 атм., далее в ходе воспламенения смеси создается, струя раскаленных газов, которая вытекая, создает тягу и турбулизированный окружающий воздух, что и является одной из основных причин возникновения авиационного шума. Одними из важнейших параметров, определяющих энергетику суммарного акустического излучения газотурбинного двигателя и соотношение

между акустическими параметрами отдельных источников шума, являются создаваемая двигателем тяга и степень двухконтурности (отношение расхода воздуха через внешний контур двигателя к расходу через внутренний). Она дала большие резервы по уменьшению уровней шума за счет снижения температуры струи внутреннего контура и уменьшению её скорости.

Таким образом, ежегодный рост пассажирских перевозок, строительство новых домов на территории близкой или прилегающей к границам аэропортов резко обострил проблему шума. Так, взлет среднестатистического ВС приводил к значению уровней шума на прилегающей территории превышающих 100 дБА [6]. Работа над методами снижения шума ВС и продуманного землепользования позволила снизить шум, но окончательно решить проблему в настоящее время не удалось.

В данной работе был проведен статистический анализ типов воздушных судов, оказывающих наибольшее воздействие на, близлежащую от аэропорта одного из крупных городов Российской Федерации, селитебную территорию.

1. Нормативная документация

Измерения шума выполнялись в соответствии со следующими нормативными документациями:

1. ГОСТ 22283-2014 «Шум авиационный. Допустимые уровни шума на территории жилой застройки и методы его измерения» [1];
2. ГОСТ 31296.2-2006 «Шум. Описание, измерение и оценка шума на местности. Часть 2. Определение уровней звукового давления» [4].

В настоящее время уровни шума вокруг аэропортов регулируются следующими документами:

1. ГОСТ 22283-2014 «Шум авиационный. Допустимые уровни шума на территории жилой застройки и методы его измерения» [1];
2. СН 2.2.4/2.1.8.562-96 «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки» [2];
3. Рекомендации по установлению зон ограничения жилой застройки в окрестностях аэропортов гражданской авиации из условий шума [3].

Допустимые значения эквивалентных уровней звука, создаваемых на селитебных территориях в районе аэропортов при эксплуатации воздушного транспорта, в различных странах составляют от 70 дБА, в Норвегии, Дании и Швеции, до 75 дБА в Австрии, Германии, Японии и США [7]. В России допустимые эквивалентные уровни звука для авиационного транспорта составляют 55 дБА в дневное время и 45 дБА в ночное время согласно СН 2.2.4/2.1.8.562-96 [2,8]. Действующий в России ГОСТ 22283-2014 допускает для вновь проектируемых аэропортов и территорий превышение указанных в СН 2.2.4/2.1.8.562-96 уровней на 10 дБА [1,8].

В данной статье при выборе нормативных значений приведены нормы как по ГОСТ 22283-2014 [1], устанавливающего нормативные значения уровней авиационного шума, так и по СН 2.2.4/2.1.8.562-96 [2], устанавливающих нормативные значения уровней шума на территории жилой застройки и в жилых помещениях. В соответствии с СН 2.2.4/2.1.8.562-96 [2] предельно допустимые эквивалентные уровни звука установлены на 10 дБА ниже допустимых значений ГОСТ 22283-2014 [1], а максимальные уровни звука – на 15 дБА.

2. Описание точек измерений

Перед началом проведения мониторинга уровней шума были проанализированы траектории полета воздушных судов, установлены точки измерений авиационного шума.

Было выбрано в количестве 8 установленных точек измерений. Расположение точек измерений приведено на рисунках 1 и 2.



Рис. 1. Карта расположения точек измерения №1



Рис. 2. Карта расположения точек измерения №2

3. Методика проведения измерений

Авиационный шум (АШ) измерялся при пролете воздушного судна (ВС) в определённые интервалы времени дня. Чтобы получить достоверную оценку

эквивалентного или максимального уровней звука, или уровней звукового воздействия, на промежутке, равном продолжительности измерений, было задано минимальное число звуковых событий, в установленный промежуток времени с учётом требований ГОСТ 31296.2-2006[4]. А также в каждой точке максимальные уровни звукового давления измерялись по 20 или более, но не менее 5, пролётам на максимально шумных режимах полёта.

На установленное значение максимального уровня звука L_{Amax} определённого типа ВС для данной точки измерений принимался наибольший скорректированный уровень звукового давления на заданном временном промежутке.

За установленное значение $L_{Aэкв}$ эквивалентного уровня звука для данной точки измерений выбиралось измеренное значение за время измерений при максимальной интенсивности наземной и воздушной с обязательным учётом полётов всех самолётов, оказывающих наибольшее воздействие шума на данную территорию.

Измерения авиационного шума в точке, подверженной воздействию взлётов и посадок, проводились по каждому режиму эксплуатации самолёта (взлёт/посадка). В случае если один из режимов доминировал над другими по значению максимальных уровней звука в точке (взлёт над посадкой или наоборот), выбор в оценке представлялся измерению и выбору результатов для режима с наибольшими уровнями звука.

В период измерений шло наблюдение за выполнением установленных схем полёта, различными сочетаниями метеоусловий и других факторов, которые отразились при анализе и обработке полученных данных.

В случае невозможности проведения измерений в определённой точке (полёты ВС с другим курсом, отсутствие полётов ВС в данное время на данном маршруте) в соответствии с ГОСТ 31296.2-2006 (п. 10) [4] допускалась экстраполяция измерений с похожего участка в другом месте, при условии выполнения требований ГОСТ 31296.2-2006 [4].

Микрофон шумомера устанавливали на высоте $(1,5 \pm 0,1)$ м над уровнем земли. Ось микрофона была направлена в сторону ожидаемого максимального излучения шума. Если скорость ветра была выше 1-2 м/с, то при измерениях использовался ветрозащитный колпак для микрофона.

Измерения проводились при следующих атмосферных условиях:

- отсутствие атмосферных осадков;
- температура воздуха от -10 до $+40^{\circ}\text{C}$;
- относительная влажность воздуха от 30 до 90%;
- на высоте скорость ветра 1,5 м (включая порывы) не более 5 м/с.

4. Анализ результатов эквивалентных уровней шума

Измерения эквивалентного уровня звука в каждой точке проводились непрерывно в течение не менее 2-х часов (при этом отсекались внезапные источники шума, не являющиеся характерными для данной точки измерений, например, работа строительной техники и др.). Во всех случаях, измерение эквивалентных уровней звука производилось во всех выбранных точках измерений одновременно. Точка 8 была выбрана, как контрольная точка, для оценки уровня воздействия авиационного шума в ближайшей жилой застройке вблизи аэропорта Пулково. Все экспериментальные данные обрабатывались в соответствии с ГОСТ 22283-2014 [1]. Результаты измерений эквивалентных уровней звука в дневное время приведены в таблице 3, результаты измерений эквивалентных уровней звука в ночное время приведены в таблице 4.

Таблица 1

Результаты измерений эквивалентных уровней звука в дневное время (07:00-23:00)

Номер точки проведения измерения	Взлёт/посадка	Эквивалентный уровень звука $L_{AэКВ}$, дБА	Фоновый уровень шума, дБА
1	Посадка	59,7	48,2
2	Посадка	55	40,6
3	Посадка	53,5	42,6
4	Взлёт	57,6	46,0
5	Взлёт	53,1	42,9
6	Посадка	60,2	49,4
7	Посадка	57,3	47,1
8	Взлёт/посадка	54,6	42,8
Допустимые уровни шума в дневное время СН 2.2.4/2.1.8.562-96, табл.3, позиция 9, с 07:00-23:00		55	
Допустимые уровни шума в дневное время ГОСТ 22283-2014, табл. 1, с 07:00-23:00		65	

Таблица 2

Результаты измерений эквивалентных уровней звука в ночное время (23:00-07:00)

Номер точки проведения измерения	Взлёт/посадка	Эквивалентный уровень звука $L_{AэКВ}$, дБА	Фоновый уровень шума, дБА
1	Посадка	57,5	46
2	Посадка	43,9	40,2
3	Посадка	44,9	40,7
4	Взлёт	50,1	40,6
5	Взлёт	49,2	39
6	Посадка	41,7	38
7	Посадка	54,2	43,8
8	Взлёт/посадка	53,5	43,2
Допустимые уровни шума в ночное время СН 2.2.4/2.1.8.562-96, табл.3, позиция 9, с 23:00-07:00		45	
Допустимые уровни шума в ночное время ГОСТ 22283-2014, табл. 1, с 23:00-07:00		55	

Фоновые уровни шума при измерениях были на 10 и более дБА ниже, чем измеренные.

5. Анализ результатов эквивалентных уровней шума

Измерения максимального уровня шума фиксировались по данным шумомера. Всего за время измерений было отмечено 11 типов реактивных ВС (рис. 3).

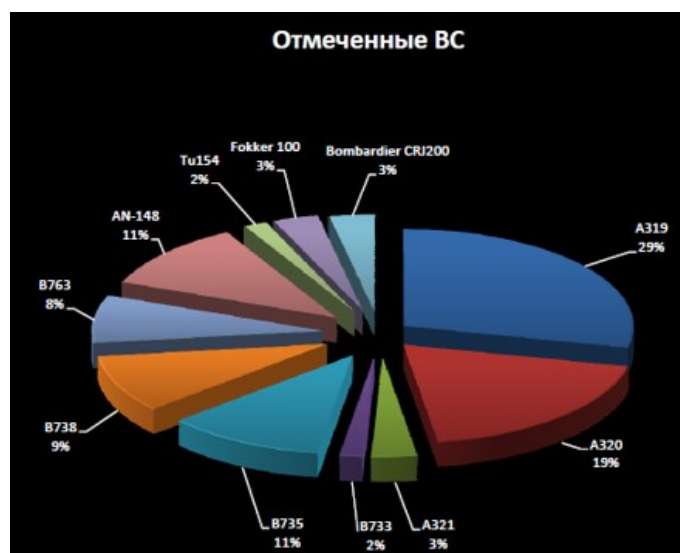


Рис. 3. Типы ВС, отмеченные за время измерений

Значительная часть типов ВС была отмечена при пролете малое количество раз. Исключив типы ВС, для которых невозможно провести сравнительный анализ шумового воздействия, диаграмма приобретет следующий вид (рис. 4).

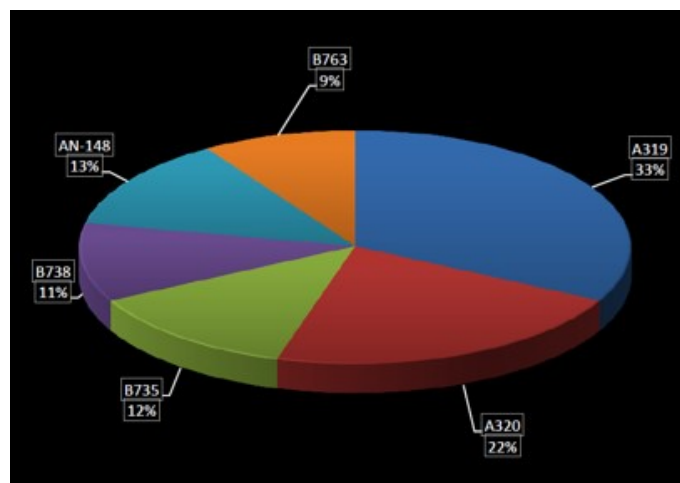


Рис. 4. Типы ВС, наиболее часто отмеченные за время измерений

Итоговая диаграмма позволяет сделать вывод о наиболее используемых на текущий момент типах ВС, для которых возможно проводить сравнительный анализ уровней шума.

В результате проведенных натурных замеров эквивалентных уровней звука согласно ГОСТ 22283-2014 для дневного времени суток превышения не выявлены, исключения составляет точка №1, в которой наблюдаются превышения на 2,5 дБА для ночного времени суток. Согласно СН 2.2.4/2.1.8.562-96 превышения над нормативными значениями для дневного времени и ночного времени суток составляют:

- в точке №1 достигают 4,7 дБА для дневного и 12,5 дБА для ночного;

- в точке №2 для дневного и ночного времени превышений нет;
- в точке №3 для дневного и ночного времени превышений нет;
- в точке №4 достигают 2,6 дБА для дневного и 3,1 дБА для ночного;
- в точке №5 для дневного и ночного времени превышений нет;
- в точке №6 достигают 5,2 дБА для дневного, для ночного времени превышений нет;
- в точке №7 достигают 2,3 дБА для дневного и 9,2 дБА для ночного;
- в точке №8 достигают 7,1 дБА для дневного и 8,5 дБА для ночного.

6. Анализ результатов максимальных уровней шума

Для каждой точки измерений был проведен анализ максимальных уровней звука при пролёте воздушных судов и построены диаграммы «Распределение L_{Amax} » для каждого типа воздушного судна. Т.к. в ходе исследования было получено большое количество данных, то в статье приведён анализ только для одной точки измерения.

ТОЧКА № 1

Анализ максимальных уровней звука при пролете воздушных судов для точки измерений 1 представлен на рис. 5-10.

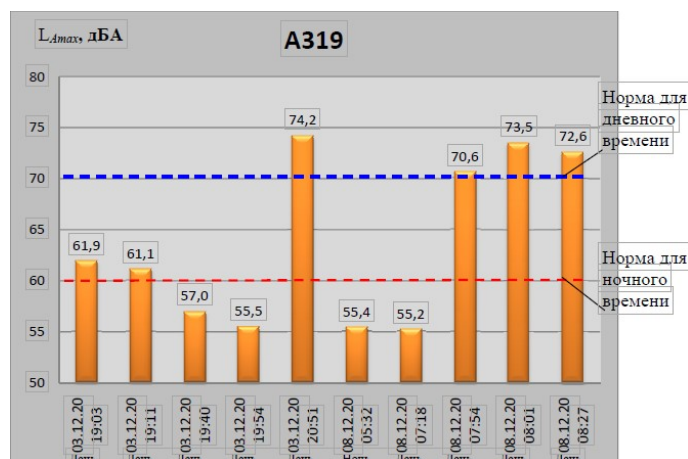


Рис. 5. Распределение L_{Amax} для Airbus A319

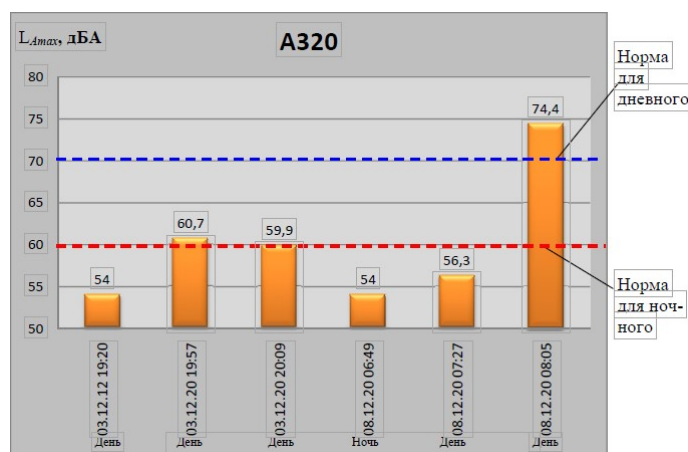


Рис. 6. Распределение L_{Amax} для Airbus A320

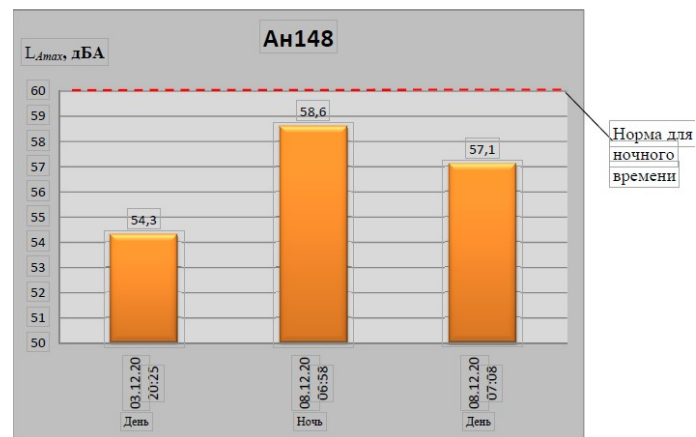


Рис. 7. Распределение L_{Amax} для аэробуса An148

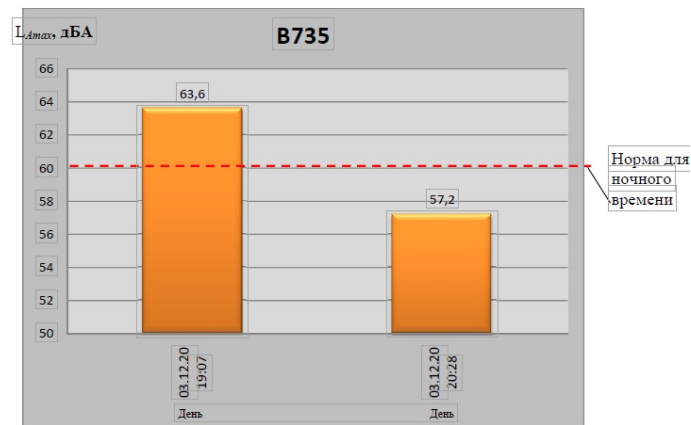
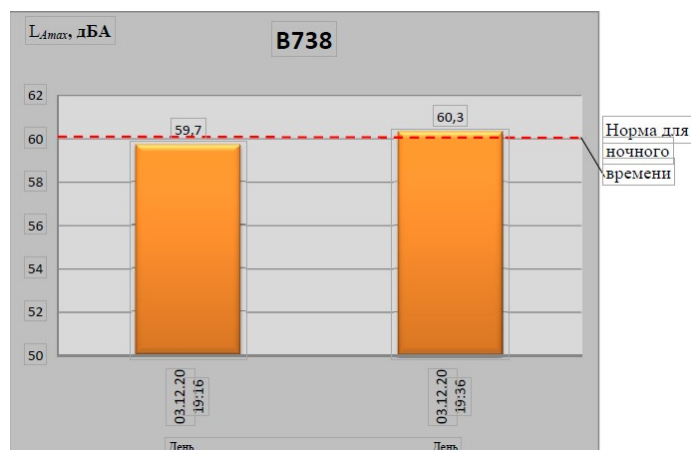
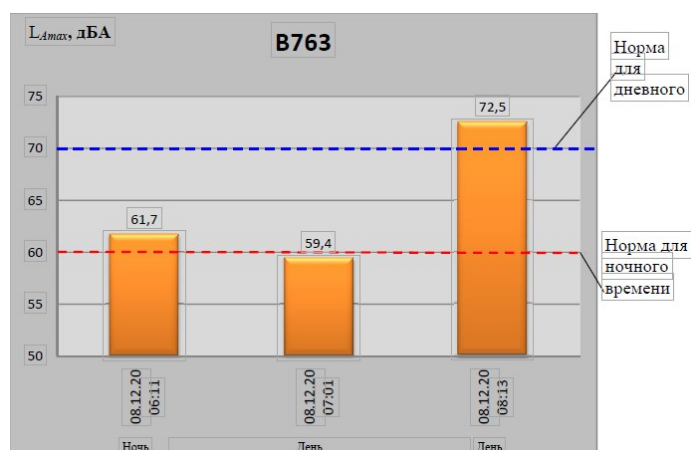


Рис. 8. Распределение L_{Amax} для аэробуса B735

Рис. 9. Распределение L_{Amax} для аэробуса B738Рис. 10. Распределение L_{Amax} для аэробуса B763

Максимальные уровни звука по точке измерений 1:

1. Для аэробуса 319 для дневного времени суток норму шума выдержали 6 из 10 отмеченных самолетов, для ночного времени 4 из 10.
2. Для аэробуса 320 для дневного времени суток норму шума выдержали 5 из 6 отмеченных самолетов, для ночного времени 4 из 6.
3. Для Ан148 все отмеченные самолеты выдержали норму шума для дневного и ночного времени суток времени суток.
4. Для В 735 для дневного времени суток шума выдержали все отмеченные самолеты, для ночного времени один.
5. Для В 738 для дневного времени суток шума выдержали все отмеченные самолеты, для ночного времени один.
6. Для В 763 для дневного времени суток норму шума выдержали 2 из 3 отмеченных самолетов, для ночного времени один.

Заключение

На уровень шума самолётов влияют тип воздушного судна, обусловленный, в первую очередь, типом его двигателя и его местоположением, а также режим пилотирования (взлёт, посадка, максимальная тяга). От типа воздушного судна зависит большинство параметров эмиссии шума, таких как процедурные этапы (взлёт, посадка и т.п.), траектория полёта, боковая направленность звука, обусловленная местом

установки двигателей и боковое затухание [8].

При наличии данных о типах воздушных судов, которые наиболее часто оказывают шумовое воздействие на близлежащие от аэропортов жилые застройки, и данных о шуме на селитебной территории появляется возможность обратить внимание на данные типы самолёты и выявить проблемы из-за которых происходит превышения шума на селитебной территории (неправильная, с точки зрения шумового излучения, конструкция воздушного судна; отклонение от стандартных маршрутов взлёта; нарушение этапов взлёта/посадки и пр.), а также принять меры по их снижению.

Список литературы

1. ГОСТ 22283-2014 «Шум авиационный. Допустимые уровни шума на территории жилой застройки и методы его измерения»;
2. СН 2.2.4/2.1.8.562-96. «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки» (с 28.01.2021 действует новый документ СанПиН 1.2.3685-21 «Гигиенические нормативы и требования к обеспечению безопасности и (или) безвредности для человека факторов среды обитания»);
3. Рекомендации по установлению зон ограничения жилой застройки в окрестностях аэропортов гражданской авиации из условий шума;
4. ГОСТ 31296.2-2006 «Шум. Описание, измерение и оценка шума на местности. Часть 2. Определение уровней звукового давления»;
5. Федеральный закон Российской Федерации № 52 «О санитарно-эпидемиологическом благополучии населения»;
6. Защита от шума и вибрации, Учебное пособие / Н.И. Иванов, А.Е. Шашурин; издание второе, дополненное и переработанное – Печатный цех. 2019. – 284с. ISBN 978-5-6042448-3-8.
7. О.А. Картышев. Работы по установлению границ зон ограничения жилой застройки вблизи аэропортов по неблагоприятному фактору «авиационный шум». Научный вестник МГТУ ГА, 2010, №160, с. 132-140.
8. М.В. Буторина. «Классификация аэропортов по уровням шума и разработка шумозащитных мероприятий». Научный журнал «NOISE Theory and Practice», 2020, Том 6 №2 с. 49-62.

References

1. GOST 22283-2014. «Aircraft noise. Admissible noise levels in the region of dwelling-houses and methods of its measurement».
2. SN 2.2.4/2.1.8.562-96. «Noise at Workplaces, in Residential and Public Spaces, and in Areas of Residential Development» (New document SanPiN 1.2.3685-21 " «Hygienic standards and requirements for ensuring the safety and (or) harmlessness of environmental factors for humans»).
3. Recommendations for the establishment of restricted areas for residential development in the vicinity of civil aviation airports from noise conditions.
4. Federal Law Russian Federation № 52 «On the sanitary and epidemiological well-being of the population».
5. GOST 31296.2-2006 «Noise. Description, measurement and assessment of environmental noise. Part 2. Determination of sound pressure levels».

6. Protection from noise and vibration, Textbook / N. I. Ivanov, A. E. Shashurin; second edition, supplemented and revised-Printing shop. 2019. – 284с. ISBN 978-5-6042448-3-8.

7. O. A. Kartyshev. Work to establish the boundaries of restricted areas of residential development near airports due to the unfavorable factor "aircraft noise". Scientific Bulletin of MSTU GA, 2010, No. 160, pp. 132-140.

8. M. V. Butorina. "Classification of airports by noise levels and development of noise protection measures". Scientific journal "NOISE Theory and Practice", 2020, Vol. 6, no. 2, pp. 49-62.

УДК: 001.5
OECD: 01.03.AA

Мониторинг технического состояния транспортных средств по акустическим сигналам

Богданова А.М.¹, Горелик С.Л.²

¹ Аспирант кафедры «Экология и производственная безопасность», ассистент кафедры «Информационные системы и программная инженерия», Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, РФ

² Д.т.н, профессор факультета Инфокоммуникационных Технологий, СПб НИУ ИТМО «Санкт-Петербургский Национальный Исследовательский Университет Информационных технологий, механики и оптики, г. Санкт-Петербург, РФ

Аннотация

Рассматривается методология комплексного мониторинга транспортных средств по акустическим сигналам, формируемым в процессе эксплуатации. Показано, что решение, основанное на оценке динамики энтропии объекта сложной системы может быть эффективным для диагностики состояния составных компонентов транспортных средств любого типа (двигателя, ходовой части, кондиционера и др.). Оптимальный набор параметров для мониторинга формируется на основе сигналов, получаемых с помощью акустических и/или вибрационных датчиков, установленных в транспортном средстве. В результате обработки данных мониторинга прогнозируются и выявляются критические изменения в состоянии транспортного средства, требующие принятия управленческих решений о возможности дальнейшей эксплуатации или ремонта. Разработанная методология позволяет прогнозировать состояние системы на основе онлайн сигналов, преобразуемых в управленческие решения для разных горизонтов и уровней управления [4].

Ключевые слова: мониторинг, акустические сигналы, феноменологическая модель, энтропия, интегральный параметр, прогнозирование.

Monitoring the signal of the technical condition of vehicles by acoustic signals

Bogdanova A.M.¹, Gorelik S.L.²

¹ *Postgraduate student of the department of Ecology and Industrial safety, assistant of the department of Information Systems and Software Engineering, Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D.F. Ustinov St. Petersburg, Russia*

² *DSc, professor of the Faculty of Infocommunication Technologies, Saint-Petersburg National Research University of Information Technologies, Mechanics and Optics, St. Petersburg, Russia*

Abstract

The methodology of complex monitoring of vehicles based on acoustic signals generated during operation is considered. The effective solution is based on an estimation of information entropy dynamic of an object and may be used for diagnosing the state of the constituent components of vehicles of any type (engine, chassis, air conditioner, etc.). The optimal set of parameters for monitoring is formed on the basis of signals received using acoustic and / or vibration sensors installed in the vehicle. As a result of processing monitoring data, critical changes in the condition of the vehicle are predicted and identified, requiring management decisions

on the possibility of further operation or repair. The developed methodology makes it possible to predict the condition of the system based on online signals that are converted into management decisions for different horizons and levels of management.

Keywords: monitoring, acoustic signals, phenomenological model, entropy, integral parameter, forecasting.

Введение

Повышение эффективности и безопасности перевозки пассажиров и грузов в значительной степени связано с необходимостью оперативного контроля технического состояния транспортных средств. Указанный контроль обычно осуществляется встроенной системой датчиков, обеспечивающих регулярное измерение технических характеристик отдельных узлов транспортного средства, сигналы с которых, поступающие через CAN-шину автомобиля преобразуются в показатели, выводимые на панель управления водителя и/или в автоматизированную аналитическую систему для формирования управленческого решения.

Сбор и обработка данных обо всех параметрах транспортного средства является очень сложной и дорогой процедурой. Однако, отказаться от нее невозможно, в силу необходимости получения актуальных и достоверных данных для оптимизации управления и обеспечения безопасности. Таким образом, необходимо искать способы и пути сокращения числа контролируемых параметров, создавать алгоритмы, позволяющие прогнозировать наличие нежелательных процессов в контролируемой системе, выработать рекомендации для более детального анализа отдельных систем (или групп систем) контролируемых объектов [1-4].

Сокращение числа контролируемых параметров может быть обеспечено путем формирования интегральных функций, которые зависят от основных технических параметров транспортного средства и измерение которых в процессе эксплуатации, не требует, значительных ресурсов. Тем самым, достигается возможность применить достаточно хорошо известные методы и алгоритмы на практике, без значительных затрат на предварительную разработку сложных математических моделей и создать удобную для реализации универсальную методологию мониторинга транспортного средства на основе акустических сигналов, генерируемых транспортным средством в процессе эксплуатации [4]. Следует отметить, что такое решение является аналогом диагностики, которую осуществляет опытный водитель и этот факт может использоваться для обучения системы распознавания на основе нейросетевых методов анализа. В результате, можно не только оценивать текущее состояние транспортного средства, но и прогнозировать возможные проблемы, вносить оперативные изменения в процесс управления.

Энтропийный подход к мониторингу, который использован в настоящей работе, основан на математических алгоритмах, вытекающих из теории информационного взаимодействия объектов [4-7]. Для его реализации создается информационная модель автомобиля, основанная на зависимости акустических сигналов [8-9], поступающих от транспортного средства, от текущего состояния двигателя, ходовой части, других компонентов автомобиля. В модели учитываются также параметры состояния внешней среды (погодных условий, дорожного покрытия).

1. Мониторинг динамики энтропии

Для сложных технических систем, таких как транспортное средство, энтропия является характеристикой динамической устойчивости - ключевого свойства системы, с точки зрения обеспечения стабильности и безопасности работы транспортного средства [4]. Поэтому, в нашей работе для контроля выбрана интегральная функция в виде информационной энтропии системы, производная которой непрерывно оценивается в процессе и мониторинга. Эта оценка основана на анализе изменения спектра акустических сигналов, поступающих от нескольких акустических (от 100 до 20 кГц) и вибрационных (от 0 до 100 Гц) датчиков с определенной пространственной диаграммой чувствительности к принимаемому сигналу. В настоящей работе используются несколько микрофонов с узкой приемной диаграммой, ориентированные на переднюю и заднюю части автомобиля, а также, вибрационные датчики, аналогичные используемым в мобильных смартфонах.

В качестве интегральной функции выбрана производная от энтропии по времени, которая указывает на повышение или снижение энтропии по сравнению с оценкой на предыдущем шаге мониторинга, что и реализуется в разработанной в настоящей работе методологии. Повышение энтропии является критерием ухудшения состояния объекта мониторинга (выхода из равновесного состояния). Если это повышение продолжается на протяжении нескольких циклов мониторинга (то есть, меры для снижения энтропии и возврата в равновесное состояние оператором транспортного средства не реализуются или недостаточны), то это позволяет сделать прогноз о том, что объект вышел из состояния равновесия и начал терять устойчивость. В этом случае формируется решение о необходимости реализации кризисных мер (комплексная диагностика транспортного средства на специальных стендах, приостановка эксплуатации и т.п.)

Количество базовых параметров, характеризующих состояние транспортного средства, очень велико. Критическое отклонение каждого из них в разной степени опасно для пользователя (разные коэффициенты влияния). Акустические сигналы, поступающие от двигателя, коробки передач, колесной системы и т.п. зависят от большинства базовых параметров. При примерно одинаковых внешних условиях эксплуатации изо дня в день, по определенным маршрутам и т.п. спектральные характеристики акустических сигналов в вероятностном смысле повторяются (с учетом таких случайных факторов внешней среды, как температура, давление, влажность). Таким образом, можно сформулировать:

Утверждение 1. Спектральные характеристики акустических сигналов, генерируемых транспортным средством, являются функциями параметров состояния технических узлов и внешней среды (температура двигателя и внешней среды, обороты двигателя, скорость движения и т.п.).

Параметры состояния определяют неисправности (износ или другие дефекты, недостаточность смазки, низкое давление в колесах и т.п.). Прогноз параметров состояния на текущий период эксплуатации (чаще всего на сутки) важнейший способ предотвратить эксцесс в процессе работы. Поэтому сформулируем утверждение 2:

Утверждение 2. Изменение спектральных характеристик акустических сигналов транспортного средства выше среднестатистического уровня предыдущего периода мониторинга, означает наличие потенциальной угрозы возникновения эксцесса в процессе дальнейшей эксплуатации.

Другими словами, если внешние условия остаются стабильными или прогнозируемыми, то и вероятность возникновения эксцесса в процессе эксплуатации на время после очередного цикла мониторинга остается на уровне предыдущего цикла. Определение периода мониторинга осуществляется по специальной методике, которая основана на априорных знаниях о транспортном средстве и режиме его эксплуатации.

Интегральная функция, которая используется для оценки состояния двигателя, является зависимость частоты оборотов (оценивается по спектру акустического сигнала) от времени. Изменение временного отрезка от начала до достижения максимального значения частоты оборотов двигателя в момент запуска перед началом рабочего дня и наличие в спектре нестандартных (отличающихся от предыдущего цикла измерения и с учетом изменения окружающей температуры) шумов, дают возможность прогнозировать состояние двигателя. Например, качество масла, механические повреждения механических деталей и другие факторы приведут к отличию полученных в текущем цикле измерений от прогнозируемых по результатам предыдущего цикла, которые будут выявлены в результате обработки результатов методами робастной статистики. Путем выявления различий спектральных характеристик сигналов с левой и с правой стороны, передней и задней оси выявляется повреждение колес (давление, дефект шин) и дефектов ходовой части. По этим же данным выявляются опасные отклонения в траектории движения (съезд на обочину или пересечение разделительной полосы), нарушение крепления груза, изменение характера дорожного покрытия (важно для пилотных и, особенно беспилотных автомобилей для принятия оперативных корректировок). Физический смысл прогнозирования значения интегральной функции в очередном цикле измерения в том, что высокая точность предсказания означает, что используемая модель транспортного средства достаточно полна и достоверно отражает реальную ситуацию (другими словами сохраняется низкий уровень априорной неопределенности).

2. Информационная фенологическая модель

Информационная фенологическая модель транспортного средства предполагает разбиение множества параметров, характеризующих состояние системы, на относительно независимые группы (факторизация) [4]. При этом группы параметров характеризуют состояние отдельных узлов транспортного средства. Фенологический подход означает использование в качестве модели обобщенной характеристики, которая отражает зависимость выходных сигналов от входных с учетом внешних параметров. При этом, знание о технических параметрах отдельных элементов не имеет значения. Важно только то, что, в случае нарушения равновесия системы, энтропия повышается, и этот факт будет влиять на точность прогнозирования интегральной функции. Повышение энтропии означает увеличение априорной неопределенности и свидетельствует о выходе из равновесного состояния, что опасно и требует внешнего воздействия на систему, чтобы вернуть ее в равновесие (навести «порядок»). Интегральная функция в рассматриваемой задаче - это зависимость спектра сигналов со всех акустических и вибрационных датчиков сигнала от времени. Параметры этой функции, например, время, через которое достигается стабильная частота после запуска (для двигателя), разность положения спектральных максимумов между «право» и «лево-ориентированными» акустическими датчиками из-за повреждения одного из колес и т.п. Признак, по которому диагностируется возникшая проблема, погрешность линейного предсказания значения следующего отсчета от текущего. Если погрешность увеличивается во времени, то принимается решение о выходе из равновесного состояния и необходимости корректирующих воздействий. Причины выявляются на основании, созданной экспертами или накопленной в процессе эксплуатации, «базы знаний» (предварительное обучение или самообучение системы). Интервал между отсчетами выбирается в зависимости от технологического цикла (например, частоты оборотов двигателя или скорости движения). Чем выше частота (или скорость движения, определяющая спектр акустического сигнала от колес), тем меньше должен быть интервал, чтобы обеспечить достаточную

точность линейного прогноза. Если прогнозируемые значения оцениваемых параметров отличаются от измеренных настолько, что не могут быть объяснены наличием случайных погрешностей измерения, то необходимо произвести робастное оценивание изменений на основе короткой выборки из нескольких отсчетов, и принять решение о необходимости внешнего воздействия на систему для восстановления ее состояния. Для углубленного анализа причин отклонений и типа воздействия проводится анализ «базы знаний» и/или привлекается эксперт, чтобы провести обследование отдельных подсистем в соответствии со структурной моделью системы [4].

Оператор F , который описывает модель объекта исследования (транспортного средства) после корректирующих управляющих воздействий, вызванных обнаруженными отклонениями прогнозных значений от реально измеренных, будет соответственно изменен.

Таким образом, множество выходных сигналов $\{U\}$ описывается как:

$$\{U_{i,j}(t)\} = F(\{x_i(t)\}, \{y_j(t)\}), \quad (1)$$

где $\{x\}$ - предсказуемые (предопределенные) входные параметры системы или ее элемента, полученные от стандартных партнеров по информационному взаимодействию и являющиеся функциями времени;

$\{y\}$ - «случайные» входные параметры системы или ее элемента, обусловленные воздействием внешней среды и также являющиеся функциями времени.

Изменение выходных сигналов $\{\partial U\}$ определяется первой производной по времени от входных, т.е.:

$$U'_{ij}(t) = F(0) + \frac{\partial F}{\partial x_i} x'_i + \frac{\partial F}{\partial y_j} y'_j, \quad (2)$$

Скорость изменения выходных информационных потоков и сигналов $\{\partial^2 U\}$ определяется второй производной по времени от входных информационных потоков и сигналов, т.е.:

$$U''_{ij}(t) = F(0) + \frac{\partial F}{\partial x_i} x''_i + \frac{\partial F}{\partial y_j} y''_j, \quad (3)$$

При этом, время для формул (1), (2) и (3) изменяется дискретно и определяется интервалом мониторинга.

Формулы (1), (2) и (3) справедливы как для системы, так и для отдельных ее элементов (подсистем) [4].

Динамическая система, какой является транспортное средство, постоянно взаимодействует с внешней средой, что обуславливает постоянное изменение параметра $\{y\}$ и, соответственно, увеличивает энтропию системы, выводя ее из состояния динамического равновесия за счет повышения уровня априорной неопределенности. В случае, если система не успевает снизить уровень неопределенности в рамках одного цикла мониторинга, т.е. не успевает вернуться в состояние динамического равновесия с помощью внешних корректировок, возникает угроза потери устойчивости (экссесса) [4]. В этом случае необходимо остановить транспортное средство и выявить причину отклонений.

Когда значения входных сигналов не меняются случайным образом от одного отсчета до следующего на протяжении нескольких циклов мониторинга, это означает, что энтропия системы остается неизменной, то есть, транспортное средство в предсказуемом (стабильном состоянии) [4].

Полученные таким образом интегральные и частные параметры и входные информационные потоки, а также причинно-следственные связи между ними используются для оценки устойчивости системы, в соответствии с формулами (1), (2) и (3) [4].

Заключение

Методология мониторинга состояния транспортного средства на основе динамики информационной энтропии, вычисляемой по результатам периодического мониторинга акустических сигналов двигателя, коробки передач, ходовой части и т.п. позволяет на основании данных мониторинга принимать решения о потенциальных угрозах безопасности, формировать проекты управленческих решений для оперативного и долгосрочного принятия мер. Тем самым, обеспечивается новый уровень диагностики и повышается безопасность движения.

Список литературы

1. Epifantsev. B.N. Adapting active control system to changes of detected signals shapes / B.N.Epifantsev, V.A. Komarov // Dynamics of systems, mechanisms and machines, №7819002, 2016.
2. Тэттер, В.Ю. Определение технического состояния агрегатов железнодорожной техники в условиях нестационарных режимов работы / А.Ю.Тэттер, В.Ю. Тэттер // Омский научный вестник, 2017. № 6 (156). – С. 132-136.
3. Костюков, В.Н. Формирование вектора диагностических признаков на основе характеристической функции виброакустического сигнала / В.Н. Костюков, А.П. Наumenко, С.Н. Бойченко, И.С. Кудрявцева // Контроль. Диагностика. 2016. № 8. – С. 22-29.
4. Горелик С.Л., Марков Я.Г., Чернышкова М.А. Мониторинг сложных систем на основе феноменологической модели. //Современные наукоемкие технологии Часть 1, №2, 2016, стр. 13-18 – Режим доступа. – URL: http://top-technologies.ru/pdf/2016/2016_2_1.pdf (дата обращения 16.03.2021).
5. Коротаев С. М. Энтропия и информация – универсальные естественнонаучные понятия // Институт исследований природы времени. [Электронный ресурс] – Режим доступа. – URL: http://www.chronos.msu.ru/old/RREPORTS/korotaev_entropy/korotaev_entropy.htm (дата обращения 14.03.2021).
6. Горелик С.Л., Марков Я.Г. Метаязык для междисциплинарного научного общения/Современные проблемы науки и образования. – № 6 – Режим доступа. – URL: <http://www.science-education.ru/ru/article/view?id=11158> (дата обращения 14.03.2021).
7. Горелик С.Л., Хаксельберг Е.Л., Марков Я.Г., Лещинский В.В.. Мониторинг человеко-машинных систем на основе анализа динамики информационной энтропии. // Труды ТУСУРа, № 1 (39), 2017 г.
8. Gorelik, S.L., Zubairova, G.O., Leshchinsky, V.V., Savelyev, M.F., Sosunova, I.A., Stasenko, S.A. Fedchenkov, P.V., Chernyshkova, M.A. Automated assessment of indicators of the quality of services for the transportation of passengers and cargo//13th International Scientific Technical Conference on Actual Problems of Electronic Instrument Engineering. In 12 volumes –2016. Vol. 10. Power Electronics and Mechatronics. Control Systems and Automatic Devices. Novosibirsk State Technical University, Novosibirsk. – P. 169–174.
9. Грудинин В.А. Алгоритмы обнаружения и диагностики неисправностей колес грузовых автомобилей //Известия Курского государственного технического университета 2010 – №4(33) – с. 53-58

References

1. Epifantsev B.N. Adapting active control system to changes of detected signals shapes / B.N.Epifantsev, V.A. Komarov // Dynamics of systems, mechanisms and machines, №7819002, 2016.
2. Tatter, V.Yu. Determination of the technical condition of railway equipment units in the conditions of non-stationary operating modes/A.Yu. Tetter, V.Yu. Tatter // Omsk Scientific Bulletin, 2017, № 6 (156). – pp. 132-136.
3. Kostyukov, V.N. Formation of the vector of diagnostic signs based on the characteristic function of the vibroacoustic signal/V.N. Kostyukov, A.P. Naumenko, S.N. Boychenko, I.S. Kudryavtseva // Control. Diagnostics. 2016. No. 8. – pp. 22-29.
4. Gorelik, S.L., Markov,Y.G., Chernishkova, M.A. Monitoring of complex systems based on phenomenological model.// Modern High Tehnologies 2 (1) – 2016, P. 13-18. – Available at – URL: http://top-technologies.ru/pdf/2016/2016_2_1.pdf (date of the application 16.03.2021).
5. Korotaev S.M. Entropy and information – universal natural science concepts // Institute for the Study of the Nature of Time. [Electronic resource] – Available at – URL: http://www.chronos.msu.ru/old/RREPORTS/korotaev_entropy/korotaev_entropy.htm (date of the application 14.03.2021).
6. Gorelik S.L., Markov Ya.G. Metalanguage for interdisciplinary scientific communication / Modern problems of science and education. – № 6 – Available at – URL: <http://www.science-education.ru/ru/article/view?id=11158> (date of the application 14.03.2021).
7. Gorelik S.L., Khakselberg E.L., Markov,Y.G., Leshchinsky V.V. Monitoring of human-machine systems based on the analysis of the dynamics of information entropy.// Proceedings of TUSUR, № 1 (39), 2017.
8. Gorelik, S.L., Zubairova, G.O., Leshchinsky, V.V., Savelyev, M.F., Sosunova, I.A., Stasenko, S.A. Fedchenkov, P.V., Chernyshkova, M.A. Automated assessment of indicators of the quality of services for the transportation of passengers and cargo//13th International Scientific Technical Conference on Actual Problems of Electronic Instrument Engineering. In 12 volumes –2016. Vol. 10. Power Electronics and Mechatronics. Control Systems and Automatic Devices. Novosibirsk State Technical University, Novosibirsk. – P. 169–174.
9. Grudin V. A. Algorithms for detecting and diagnosing truck wheel misalignments// Tidings of the Kursk State Technical University 2010-No. 4 (33) – pp. 53-58

УДК: 534.28
OECD: 01.03.AA

Анализ оптимального решения по выбору шумозащитных экранов

Борцова С.С.

Старший преподаватель кафедры «Экология и производственная безопасность»,
Балтийский государственный технический университет им. Д.Ф. Устинова
«ВОЕНМЕХ», г. Санкт-Петербург, РФ

Аннотация

Для снижения шума от линейных источников (автомобильных и железных дорог) расходуются немалые деньги. Для примера, стоимость конструкций шумозащиты зачастую достигает цифры 25% от стоимости всего объекта. В странах Европейского Союза затраты на шумозащитные экраны (ШЭ), остекление и пр. составляют десятки миллиардов Евро в год. Одним из эффективных средств для снижения от транспортного шума являются ШЭ. За последние двадцать лет во всем мире установлены тысячи километров таких конструкций. Как показывает опыт, зачастую конструкции экранов имеют малую долговечность, вандалонезащищенность и со временем теряют свои акустические свойства. В статье производится анализ решения по выбору ШЭ. Предлагается методика выбора экранов основанная на управленческих решениях.

Ключевые слова: шум, шумозащитный экран, звукоизоляция, звукопоглощение, долговечность.

Analysis of the optimal solution for selecting the noise barriers

Bortsova S.S.

*Senior Lecturer of the department of Ecology and Industrial Safety, Baltic State Technical University
‘VOENMEH’ named after D. F. Ustinov, St. Petersburg, Russia*

Abstract

Large sums of money are spent to reduce noise from linear sources (roads and railways). For example, the cost of noise protection structures often amounts to 25% of the cost of the entire object. In the countries of the European Union, the cost of noise barriers (NB), glazing, etc., amounts to tens of billions of euros per year. NB is one of the most effective means of traffic noise reduction. Over the past twenty years, thousands of kilometers of such structures have been installed all over the world. The article analyzes the solution of choosing the NB. A method of selecting noise barriers based on managerial solutions is proposed.

Keywords: noise, noise barrier, sound insulation, sound absorption, durability.

Введение

Шумозащитные экраны – наиболее широко используемая форма снижения воздействия шума на дорогах. По существующей политике для планирования и строительства новых крупных автомагистралей, шумозащитные экраны возводятся в том

случае, если уровень шума превышает установленные стандарты даже при оптимальном выравнивании дорог и материале дорожного покрытия с пониженным уровнем шума. Помимо этого, для дорог, построенных некоторое время назад, где возникающий шум превышает стандарты, шумозащитные экраны также являются практичным решением [1-3].

В связи с тем, что шумозащитные экраны являются дорогостоящим мероприятием (в странах Европы цена одного километра ШЭ составляет примерно 1,2-1,5 млн. евро), они должны быть долговечными (сохранять свои характеристики акустической производительности не менее 25 лет [4] с минимальным техническим обслуживанием) и рентабельными, что определяет их пригодность для целевого назначения.

Ключевым параметром в достижении такого представления является акустическая долговечность, которая определяет, будет ли поддерживать шумозащитный экран требуемый уровень шума в чувствительных к шуму объектах в течение срока эксплуатации.

В наши дни слишком часто сооружаются шумозащитные экраны, которые не обеспечивают практически никакой защиты и нуждаются в полной замене уже через 7-8 лет после установки.

1. Транспортные ШЭ

Экраны могут быть глухие, прозрачные или комбинированные в соответствии с рис. 1.

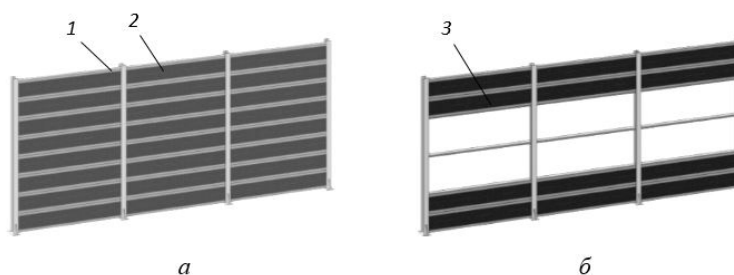


Рис. 1. Глухой (а) и комбинированный (б) шумозащитные экраны:

1 – несущая стойка; 2 – звукопоглощающая панель; 3 – прозрачная отражающая панель

Транспортные ШЭ являются в основном сборно-разборными. Основные элементы их — шумозащитные панели в соответствии с рисунком 2, вертикальные стойки в соответствии с рисунком 3 и фундамент. В зависимости от конструкции ШЭ применяются различные виды стоек.

В технических условиях на экран указываются показатели акустических характеристик, стойкость к коррозии, механическая прочность, вандализационность, ремонтнопригодность.

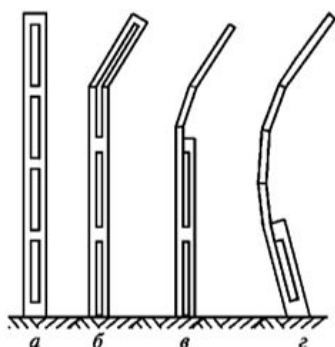


Рис. 2. Стойки экрана: прямая (а), Г-образная (б) и изогнутая (в, г)

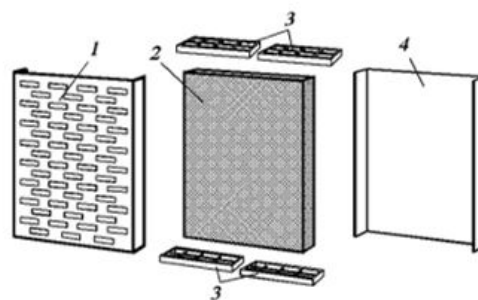


Рис. 3. Пример панели ШЭ:
1 – передняя перфорированная стенка; 2 – звукопоглощающий элемент; 3 – крышка-демпфер; 4 – задняя звукоизолирующая стенка

Анализируя отчеты по применению экранов в разных странах [5] можно видеть сведения о применимости различных материалов из которых изготавливаются панели. Рисунок 4.



Рис. 4. Различные виды материалов используемые в шумозащитных экранах в разных странах

Распределение применимости различных материалов для экранов в Америке приведено в табл. 1 [4-5].

Таблица 1

Распределение применимости различных материалов для экранов в Америке

Материал и которого изготовлена панель	Процент (%) применимости материала
Бетонные	47
Кирпичные	25
Деревянные	10
Комбинация материалов	12
Металлические, насыпи	6

Как видно из таблицы в Северной Америке чаще применяются тяжелые отражающие панели, которые обладают высокой долговечностью.

В Японии, Южной Корее с 90-х годов устанавливаются панели из алюминия и нержавеющей стали, обладающие повышенной долговечностью. В Европейских странах нашли широкое применение панели из импрегнированной древесины. А для высокоскоростных железных дорог и для автобанов зачастую применяются долговечные экраны на основе щепо или керамзитобетона.

В России панели для экранов применяют чаще из оцинкованной стали, реже из алюминия, импрегнированной древесины и др. материалов.

В нашей стране ШЭ изготавливаются из металла (сталь, алюминий), дерева и щепобетона. В России сложился крен в сторону экранов с металлическими панелями из оцинкованной стали, которые часто приходят в негодность после 3-5 лет эксплуатации. Процентное соотношение использования материалов в ШЭ в России представлено в таблице 2.

Таблица 2

Процентное соотношение использования материала в России

Материал	Процент (%) применения ШЭ из материалов
Оцинкованная сталь	85
Алюминий и нержавеющая сталь	10
Бетон, щепобетон	3
Дерево	1
Другие материалы	1

2. Выбор конструкции ШЭ

С учетом стоимости экрана и его долговечности возникает вопрос выбора методики для определения материала панели и изготовителя. Зачастую изготовители дают ложную информацию (включая сертификаты) о своих конструкциях. И у заказчика возникает вопрос экономической выгоды применения того или иного материала с учетом долгосрочной перспективы обслуживания.

Эта проблема обусловлена большим числом предложений на рынке. Предлагаемые варианты ШЭ отличаются как значительным разбросом по показателям качества, так и по стоимости. Например, на рынке можно найти варианты шумозащитных экранов стоимостью только самого материала (без фундамента и монтажа) от 2,2 тыс. рублей до 12 тыс. рублей за квадратный метр.

Стоимость фундамента и монтажа экрана варьируется от 15 тыс. рублей до 25 тыс. рублей за погонный метр для комбинированных экранов в ценах на 2021 год.

Для примера рассмотрена стоимость объема экранов установленных ФДА Росавтодор в 2019 году. Согласно докладу руководителя ФДА Росавтодор в 2019 году отремонтировано и построено свыше 100 км экранов при средней высоте 5 м вдоль автомобильных дорог России. Разница цен при заявленной протяженности экранов в пределах нашей страны, обуславливает максимально возможную разницу стоимости при принятии крайних по цене решений о выборе вариантов различных материалов панелей около 4,9 млрд. рублей.

Риск ошибки при выборе материала ШЭ на 1 % оценивается величиной около 85 млн. рублей при максимальных ценах экрана и соответственно полной стоимости

монтажа (с материалами и фундаментом).

Размер ошибки в 10 % при указанных выше средних ценах на ШЭ может привести к переплате за несоответствие по качеству около 850 млн. рублей. При большей стоимости или объемах ШЭ потери соответственно пропорционально возрастают.

Сложность проблемы обусловлена тем, что она относится к классу многокритериальных задач, которая в свою очередь появляется из-за параметра «качество». Во-первых, описать одним показателем качество сложной технической системы – невозможно. Во-вторых, различные свойства, которые описываются показателями качества, являются независимыми друг от друга. Таким образом, полная номенклатура показателей качества, описывающая конкретный вид продукции, образует многомерную и ортогональную систему координат, в которой и задаются свойства каждого конкретного изделия, относящихся к данному виду продукции. Перечень требуемых показателей качества и допустимые интервалы их значений задаются Заказчиком. Таким образом, каждый вид изделия в данной, установленной Заказчиком системе координат, задается своим вектором. Именно это обстоятельство - векторный характер описания качества любого изделия - не позволяет «напрямую» сравнивать различные изделия друг с другом. Для этого применяются различные инструменты приведения векторов качества каждого изделия к сравнимому виду:

- наиболее популярные – экспертные оценки интегрального уровня качества;
- значительно меньше представлены расчетные алгоритмы, построенные на скалярном представлении интегрального уровня качества изделия (рейтинг качества изделия).

Первые – проще, но не однозначны (вплоть до прямо противоположных мнений экспертов об одном и том же изделии), т.к. построены на субъективных оценках экспертов.

Вторые – сложнее, но и более объективны, хотя на одном из этапов также привлекаются эксперты для проведения процедуры взвешивания и сравнения показателей качества между собой. При этом эксперты не делают заключения о качестве конкретных изделий и не сравнивают их между собой. Рейтинг качества каждого из сравниваемых изделий получается расчетным методом и с учетом того, что веса показателей определяются как средняя величина по результатам оценки каждого из привлеченных экспертов, то этот итоговый рассчитанный рейтинг как бы учитывает средневзвешенное мнение каждого эксперта. Именно это обстоятельство обеспечивает высокую объективность и точность данного метода.

Если в координатах «Рейтинг качества ШЭ» - «Цена ШЭ» нанести все полученные результаты по каждой имеющейся альтернативе и построить линию регрессии, которая будет показывать среднерыночную зависимость качества ШЭ от цены для выборки, построенной на предоставленных альтернативных вариантах ШЭ и наиболее адекватно описывающую всю совокупность результатов, то можно увидеть те альтернативы, у которых имеются отклонения по качеству / цене ниже и выше среднерыночных.

Также для исключения из рассмотрения низкокачественных альтернатив, можно установить минимальный уровень рейтинга качества и те варианты ШЭ, у которых фактический рейтинг оказался ниже допустимого минимального, исключаются из дальнейшего рассмотрения.

Поэтому для выбора варианта экрана необходимо применять специальную методику, которая должна включать в себя:

- в аккредитованной испытательной лаборатории провести сравнительные испытания всех отобранных альтернативных вариантов, предлагаемых на рынке шумопоглощающих экранов по показателям акустической эффективности в натурных условиях;

- провести процедуру расчета рейтингов качества каждой из предоставленных альтернатив, установить предельно допустимый нижний уровень рейтинга (например, 60 %) и по результатам расчетов исключить из дальнейшего исследования и анализа все альтернативы, у которых интегральный рейтинг оказался ниже допустимого;
- провести анализ полной стоимости жизненного цикла каждого из оставшихся вариантов, включающей стоимость покупки, монтажа, эксплуатации и утилизации по окончании гарантийного срока эксплуатации;
- разработать алгоритмы расчетов индексов «качество-цена» и провести по ним расчеты и сравнения предложенных рыночных альтернатив;
- если нет явных лидеров, то можно разделить все оставшиеся альтернативы, например, на 3 категории по цене: «дешевые», «средние», «дорогие». И провести сравнительный анализ между лидерами из каждой категории с учетом имеющегося задела (анализ надежности установленных уже экранов);
- если есть явные лидеры, то выбрать наиболее оптимальные по указанному соотношению «качество – цена» и предоставить их заказчику для принятия окончательного решения.

Такой подход на примере показанного объема экранов установленных в 2019 году позволит сократить затраты на установку шумозащитных экранов на несколько миллиардов рублей даже без учета 20-летней перспективы.

Поэтому использование инструмента, который позволяет перевести векторную величину, характеризующую качество изделия, к скалярному виду (числу), открывает широкие возможности по анализу и оценке всех предложенных альтернатив и обоснованному принятию оптимального по критерию «качество-цена» решения.

Заключение

Осознанный подход по четкой методике даст грамотный подход к выбору конструкции. Позволит сократить экономические затраты на долгосрочный период. Позволит проводить сравнительный анализ и делать обоснованный выбор конструкций.

Такой инструмент позволяет свести к минимуму коррупционность процедур закупок, поскольку выбор Поставщика зависит только от показателей его продукции (качественных и ценовых), а не от решения конкретных должностных лиц Закупщика.

Данный подход позволит Заказчику принимать обоснованные решения по выбору материала шумозащитного экрана с учетом практики применения того или иного материала, как у нас в стране, так и на зарубежном рынке.

Список литературы

1. Шумозащитные стенки в США. A sound solution. Sorvig Kim. Planning (VS A Schallschutzwand fur Verkehrswege: Заявка 19938676. Т 2001. 67, №4, с. 10-15, (Английский).
2. Benz Kotzen., Colin English. Environmental Noise Barriers. A guide to their acoustic and visual design. Second edition. 1999, 2009. – 10-197 pp.
3. Conference of European Directors of Roads (CEDR). Technical Report 2017-02 State of the art in managing road traffic noise: noise barriers. December 2016.-8-28 pp.
4. Шашурин А.Е. Акустическая надежность шумозащитных экранов (Acoustic reliability of the noise barriers). AKUSTIKA, Volume 32, 2019, с. 251-255 ISSN 1801-9064.
5. Шашурин А.Е., Новые технические и технологические решения для снижения акустического загрязнения шумозащитными экранами. Монография / А. Е. Шашурин

(лва 100%). – СПб.: Изд-во Балт. гос. техн. ун-та, 2018. – 134 с.

6. Daigle Grilles A. Report by the International Institute of Noise Control Engineering Working Party of the Effectiveness of Noise Walls, Noise/ News, vol. 7, N3, 1999, pp 139-160.

References

1. Noise protection walls in the USA. A sound solution. Sorvig Kim. Planning (VS A Schallschutzwand fur Verkehrswege: Application 19938676. T 2001. 67, №4, с. 10-15.

2. Benz Kotzen., Colin English. Environmental Noise Barriers. A guide to their acoustic and visual design. Second edition. 1999, 2009. – 10-197 pp.

3. Conference of European Directors of Roads (CEDR). Technical Report 2017-02 State of the art in managing road traffic noise: noise barriers. December 2016.-8-28 pp.

4. Shashurin A.E. , Acoustic reliability of the noise barriers. AKUSTIKA, Volume 32, 2019, с. 251-255

5. Shashurin A.E. , New technical and technological solutions to reduce acoustic pollution by noise barriers. Monograph / Shashurin A.E. (lva 100%) – SPB.: Publisher BGTU, 2018 – 134p.

6. Daigle Grilles A. Report by the International Institute of Noise Control Engineering Working Party of the Effectiveness of Noise Walls, Noise/ News, vol. 7, N3, 1999, pp 139-160.

УДК: 57.043
OECD: 3.03

Механизмы действия авиационного шума на профессиональную работоспособность и надежность

Зинкин В.Н.^{1*}, Шешегов П.М.²

¹ Д.мед.н., профессор, старший научный сотрудник центра

² Д.мед.н., старший научный сотрудник центра

^{1,2} Центральный научно-исследовательский институт ВВС Минобороны России,
г. Москва, РФ

Аннотация

Одним из приоритетных направлений в авиации является прогнозирование профессиональной работоспособности и надежности авиационных специалистов. Авиационные специалисты в процессе профессиональной деятельности подвергаются воздействию комплекс вредных и опасных производственных факторов, в том числе высокоинтенсивному шуму (свыше 100 дБА). Показано, что авиационный шум это собирательный термин. На рабочих местах инженерно-технического состава класс условий труда для шума соответствует вредному и опасному классу (класс 3.1-4), а для ЛПС - вредному класса 3.2-3.4. Механизмы вредного действия шума на человека реализуются через воздействие на орган слуха, орган зрения, а также центральную и вегетативную нервную систему. В результате происходит снижение физиологических резервов и развитие патологических аурикулярных и экстрааурикулярных эффектов, что способствуют снижению профессиональной работоспособности и надежности деятельности авиационных специалистов, общего уровня удовлетворенности трудом и мотивации. Для прогноза работоспособности в качестве меры степени влияния шума предложено использовать критерий - потенциальную ненадежность действий. Ведущее место в мероприятиях по борьбе с шумом должно отводиться обеспечению персонала эффективными средствами индивидуальной защиты от шума.

Ключевые слова: авиационный шум, авиационные специалисты, работоспособность, надежность, механизмы, средства защиты от шума.

Mechanisms of action of aircraft noise on professional performance and reliability

Zinkin V. N.^{1*}, Sheshegov P. M.²

¹ DSc, professor, senior researcher of the Center

² DSc, senior researcher of the Center

^{1,2} Central Research Institute of the Air Force of the Ministry of Defense of the Russian Federation, Moscow, Russia

Abstract

One of the priority areas in aviation is forecasting the professional performance and reliability of aviation specialists. Aviation specialists in the course of their professional activities are exposed to a complex of harmful and dangerous production factors, including high-intensity noise (over 100 dba). It is shown that aircraft noise is a collective term. At the workplaces of engineering personnel, the class of working conditions for noise corresponds to the harmful and dangerous class (class 3.1-4), and for LPS – to the harmful class

*E-mail: zinkin-vn@yandex.ru (Зинкин В.Н.)

3.2–3.4. The mechanisms of harmful effects of noise on humans are realized through the impact on the hearing organ, the visual organ, as well as the central and autonomic nervous system. As a result, there is a decrease in physiological reserves and the development of pathological auricular and extraauricular effects, which contribute to a decrease in professional performance and reliability of aviation specialists, the overall level of job satisfaction and motivation. To predict performance, it is proposed to use the criterion of potential unreliability of actions as a measure of the degree of noise influence. The leading role in noise control measures should be given to providing personnel with effective personal protective equipment against noise.

Keywords: aircraft noise, aircraft specialists, efficiency, reliability, mechanisms, means of protection against noise.

Введение

Авиационные специалисты (АС) в процессе профессиональной деятельности при обеспечении полетов подвергаются воздействию комплекса вредных и опасных производственных факторов (шум, вибрация, электромагнитное излучение, перегрузки, эмоциональное напряжение и др.), способных оказать неблагоприятное влияние на функциональное состояние различных систем организма и на здоровье [1, 2].

Профессиональная деятельность АС характеризуется широким отклонением фактических значений факторов рабочей среды и соответствует классу условий труда от допустимого до опасного. Существенный вклад в общую оценку условий труда в авиации вносит шум. Наибольшей акустической нагрузке подвергается инженерно-технический состав (ИТС) и летно-подъемный состав (ЛПС). В соответствии с руководством Р 2.2.2006–05 на рабочих местах у ИТС класс условий труда для шума соответствует вредному и опасному (класс 3.1 – 4), а у ЛПС – вредному класса (3.2–3.4) [3–5]. Труд АС протекает в условиях повышенной тяжести и напряженности труда, что приводит к повышенной нагрузке на многие органы и системы. Профессиональная деятельность ЛПС соответствует классу напряженного труда 3-го класса [6].

АС в процессе подготовке воздушного судна (ВС) к полету, во время производства полета и при проведении ремонтно-регламентных работ на авиационной технике приходится иметь контакт с большим количеством источников шума. В наземных условиях это силовые установки ВС и вспомогательное оборудование, которое используется при подготовке ВС к вылету. Во время полета источником шума является силовая установка ВС, работа кондиционеров и специального бортового оборудования, аэродинамические потоки, образуемые вокруг планера. Поэтому термин авиационный шум (АШ) является собирательным. АШ можно характеризовать как непостоянный, широкополосный с инфразвуковой составляющей, высокоинтенсивный (100 – 125 дБА). Надо учитывать, что его негативное действие может усугубиться за счет присутствия других вредных производственных факторов таких как, общая вибрация, эмоциональное напряжение, дефицит времени и др. [1, 7, 8].

Одним из приоритетных направлений в авиации является прогнозирование профессиональной работоспособности (РС) и надежности АС. Учитывая, что шум обладает широким спектром неблагоприятного действия на организм человека и снижает РС, необходимо проведение научных исследований по выявлению условий и механизмов действия шума, способствующих ухудшению профессиональных качеств АС. Нарушение РС является фактором риска, приводящего к снижению надежности действий, поэтому борьба с АШ входит в комплекс задач при обеспечении безопасности полетов, в том числе в профилактике авиационных инцидентов, обусловленных человеческим фактором [9–11].

Цель работы: обосновать основные механизмы негативного действия шума на профессиональную работоспособность и надежность авиационных специалистов и дать прогнозные оценки в зависимости от интенсивности шума.

1. Механизмы ухудшения восприятия звуковой информации

1.1. Помеховое действие шума на речь и слух

В качестве основного показателя помехового действия шума рекомендовано использовать уровень помехи речи. Степень разборчивости речи является одним из важнейших показателей помехового действия шума.

В таблице 1 представлены уровни звука, оказывающие помехи речи и принятия сообщений по радиосвязи.

Таблица 1

Уровни звука, оказывающие помехи речи и принятия сообщений по радиосвязи

№ п/п	Уровни звука (дБА)	Расстояние, на котором сохраняется и воспринимается речь	Максимальное расстояние, на котором с затруднением можно использовать речь (м)
1	55-65	до 0,9 м	до 3,7 м
2	65-75	до 0,6 м	до 2,4 м
3	75-110	-	до 0,3 м
4	свыше 110	-	-

Из табл. 1 следует, что помехи речи начинаются при не высоких уровнях (55 – 65 дБА) и эффективная речевая связь при нормальном голосе заканчивается при величине уровня свыше 75 дБА. При этом оптимальное расстояние, на котором сохраняется и воспринимается речь, относительно небольшое от 0,6 до 0,9 м. Увеличение максимального расстояния речевой связи достигается только за счет повышения голоса, но уже появляются затруднения в речевой связи и ограничивается словесный запас слов. Пользование телефоном затруднено. При уровнях шума на рабочих местах свыше 110 дБА возможность приема речевой информации практически невозможна, что существенно затрудняет контакт и передачу речевой информации без использования специальных средств [11, 12].

Для качественного выполнения полетного задания и безопасности важное место занимает радиосвязь. Наличие в кабине нескольких речевых информаторов позволяет одновременно воспринимать различные речевые сообщения. У ЛПС возникают ограничения в приеме и переработки звуковой информации за счет выполнения и других действий (моторных, зрительных и др.) при производстве полета. Распределение внимания по нескольким каналам операторской деятельности является механизмом, который может привести к ухудшению восприятия речевой информации. Здесь важное место отводится правильности организации подачи речевого сообщения. Так, при подаче предупреждающих (аварийных) команд эффективность их достигается за счет интенсивности, увеличения в спектре речевого сигнала высоких частот и тренировок на тренажорах, а также одновременным использованием зрительных сигналов оповещения [7, 10, 12].

Нарушение восприятия речевой информации АС может быть обусловлено таким феноменом как маскировки звука. Маскировка звука – это физиологическое явление, обусловленное затруднением восприятия одного звука под влиянием другого.

Установлено, что в механизм маскировки зависит от частоты маскируемого тона, соотношению по спектру маскируемого и маскирующего сигнала, уровню маскируемого тона. Высокочастотные тоны маскируются эффективнее, чем тона более низкой частоты. Для достижения наибольшего эффекта маскировки необходимо, чтобы маскирующая и маскируемая частоты были близки. Чем выше уровень маскирующего шума и чем больше в его спектре речевых частот (500 – 2000 Гц), тем больше будет доля (в процентах) звуков речи, которые не могут быть услышаны. Феномен маскировки имеет место при работе авиационных двигателей, так как в их спектре шума имеются акустические колебания инфразвукового и звукового диапазонов, а максимум акустического спектра реактивного шума большинства ВС приходится на область речевых частот [7, 12].

Исследование спектра АШ показало, что доля акустической энергии в низкочастотном диапазоне составляет 14 – 36 % с учетом инфразвука (ИЗ) и в инфразвуковом диапазоне 10 – 27 %. Эффект маскировки звука присущ ИЗ при уровнях звукового давления (УЗД) свыше 100 – 115 дБ. Воздействие низкочастотных акустических колебаний (20 – 160 Гц с УЗД 110 дБ) в течение нескольких часов приводило к снижению разборчивости речи на 18 % и временной потере слуха на 3 дБ. ИЗ частотой 5 – 15 Гц при УЗД 110 – 130 дБ уменьшал разборчивость речи на 20 – 50 % и маскирующий эффект распространялся до 4000 Гц [2, 11, 12].

Таким образом, АШ способен ухудшать восприятие речевой связи за счет присущих ему помехового и маскирующего действия. Это обусловлено тем, что он высокоинтенсивный, широкополосный и имеет инфразвуковую составляющую. Нарушение речевой связи и восприятия звукового сигнала являются риском, что может стать причиной несчастных случаев во время выполнения профессиональной деятельности (из-за неспособности работников услышать сигналы или крики, предупреждающие об опасности) и возникновения ошибочных действий из-за пропуска нужной речевой информации.

1.2. Временное снижение порогов слышимости

Временное смещение порогов (ВСП) слышимости уменьшает восприятия внешнего звукового сигнала, если он достаточно «сильный». Установлено, что чем больше уровень звука и время его действия, тем выше вероятность развития ВСП слышимости. ВСП слышимости указывает на высокую акустическую нагрузку и происходит адаптация к внешнему сильному воздействию, а может свидетельствовать о развитии утомления слухового анализатора при многочасовом действии шума. У здоровых людей после акустической нагрузки слух возвращается к исходному уровню в течение 24 ч. Продолжительность восстановления порогов слуха, отражает степень утомления слухового анализатора и его адаптационные возможности. ВСП слышимости необходимо использовать как критерий при профессиональном отборе АС для выявления лиц с повышенной чувствительностью к шуму.

Лабораторные исследования показали, что при действии шума при УЗД 100 дБ в течение 1 – 6 ч величина ВСП слышимости повышалась на 7 – 17 дБ, а время восстановления составило 10 – 30 мин. Повышение УЗД до 110 дБ приводило к повышению ВСП слышимости до 20 дБ, и времени восстановления до 2 – 3 ч, а при УЗД 115 дБ – до 30 дБ и до 24 ч соответственно. Увеличение времени действия шума до 48 ч (УЗД 80 – 90 дБ с максимум спектра 250 – 1500 Гц) приводило к повышению порогов слуха на 15 – 26 дБ и восстановлением слышимости в течение 2 – 3 суток [6].

АС в течение рабочего дня подвергаются многочасовому воздействию шума выше предельно допустимого уровня (ПДУ). В наихудших акустических условиях находится ИТС. Систематическое воздействие высокоинтенсивного шума вызывает

у них ВСП слышимости. Поэтому для снижения некомпенсированной акустической нагрузки на орган слуха необходимо использовать профилактические мероприятия. Организационные мероприятия должны включать уменьшение времени пребывания АС в зоне действия высокоинтенсивного шума и контроль за применением средств защиты от шума. Технические – это пребывание АС, не участвующих в подготовке ВС к вылету, в коллективных средствах защиты и применение средств индивидуальной защиты (СИЗ) от шума. Медицинские – диспансеризация, стационарное обследование и лечение, мониторинг акустической обстановки и контроль использования средств защиты от шума [13–15].

Воздействие шумов очень высокой интенсивности может сопровождаться развитием боли в области уха, что указывает на достижение порога прочности барабанной перепонки. Болевой порог шума у здоровых людей зависит от интенсивности и индивидуальных особенностей. Нижняя граница его соответствует УЗД свыше 110 – 120 дБ. Механизм появления боли обусловлен механическим смещением анатомических структур в системе внешнего/среднего уха [7].

Таким образом, повышение ВСП слышимости является эволюционным защитным механизмом на чрезмерное действие звука. Повышение ВСП слышимости создает трудности восприятия речевой информации, что вызывает неудобство выполнения операторской деятельности, в которой задействован слуховой анализатор. Появление боли в ухе указывает на необходимость принятия быстрых мер для нормализации обстановки и прекращения выполнения профессиональной деятельности. ВСП слышимости является фактором риска, который может привести к появлению ошибочных действий и снижения надежности АС.

1.3. Постоянное снижение порогов слышимости

Длительное воздействие шума на человека, особенно свыше ПДУ, в большинстве случаев приводит к постоянному смещению порогов (ПСП) слышимости и развитию нейросенсорной тугоухости (НСТ), то есть необратимой потери слуха.

Поведенные исследования показали, что первые признаки нарушения слуха в виде ПСП слышимости выявляются у АС через 2 – 5 лет авиационного стажа. Метод тональной аудиометрии в расширенном диапазоне позволяет выявить у них снижение порогов слуха на частотах 16 – 18 кГц еще в более раннем периоде, что можно использовать для диагностики начальных признаков нарушения слуха. В дальнейшем снижение слуха появляются в диапазоне частот около 4000 Гц, а через несколько лет эта граница расширяется в сторону разговорных частот (500 – 2000 Гц) [14].

Обследование АС показало, что у 84 % ИТС и у 74 % ЛПС выявлены изменения на аудиограммах в виде повышения порогов восприятия звуков, причем у многих только на одной или двух частотах в диапазоне 3 – 8 кГц. Наиболее выраженные отклонения в органе слуха наблюдались у ИТС при обслуживании ВС истребительной и дальней авиации [13, 14].

Подтверждением того, что АШ является причиной развития тугоухости, получены при клинко-аудиологическом исследовании органа слуха АС гражданской авиации. Диагноз НСТ установлен у 33 % обследованных, из них 47 % составили ИТС и 28 % – летный состав [16].

НСТ в структуре ЛОР-заболеваемости и дисквалификации занимает одно из ведущих мест в государственной и гражданской авиации [17, 18]. Обследование летного состава показало, что наличие НСТ может стать причиной изменения церебральной гемодинамики, биоэлектрической активности головного мозга, межполушарного

взаимодействия, состояния центральных и периферических проводящих структур, психического статуса, функционирования когнитивной сферы. Установлена зависимость указанных изменений от степени выраженности НСТ [19].

В механизме формирования НСТ авиационного генеза участвуют и низкочастотные акустические колебания. Исследование лиц, подвергавшихся действию производственного ИЗ (УЗД 100 – 130 дБ), позволило при отоскопии выявить патологию барабанной перепонки в виде рубцовой ткани и ее тугоподвижность, а при аудиометрии повышение ПСП слышимости преимущественно в диапазоне низких и средних частот. ПСП слышимости способствуют ухудшению восприятия звуков, передачи речевых сигналов и затруднению понимания речи при действии шума. Повышение порогов слышимости в области низких и средних частот создает затруднения восприятия речевой информации [20, 21].

Таким образом, наличие у человека НСТ приводит к напряжению голосового аппарата при общении, ухудшению восприятия звуков и разборчивости речи. Это заболевание у АС является профессиональным. Особенности НСТ авиационного генеза являются высокая частота встречаемости, ПСП слышимости во всем диапазоне воспринимаемых частот. Наличие НСТ надо рассматривать как критерий снижения функциональных возможностей слухового анализатора и как риск ухудшения операторских качеств АС.

2. Механизмы снижения функциональных возможностей ЦНС

2.1. Психологические эффекты

В классификации медико-биологического эффектов влияния шума на человека выделяют «беспокоящие шумы», то есть шумы, действие которых реализуется на психологическом и физиологическом уровнях и не вызывает значимого напряжения адаптационных механизмов. В первую очередь, это проявляется большим количеством жалоб на действие шума, которые были выявлены при проведении опроса населения и лиц «шумовых» профессий, в том числе и АС [1, 7]. В табл. 2 представлена частота наиболее часто встречаемых жалоб у ИТС.

Анализ структуры субъективных ощущений при действии АШ показывает их многообразие. По механизму происхождения жалобы можно разделить на группы:

- сосудистого генеза – головные боли, головокружение, неприятные ощущения сдавливания и тяжести в области головы, в области сердца;
- вегетативного генеза – тошнота, потоотделение, нарушение режима сна;
- кохлеарного генеза – шум в ушах, ухудшение слуха и восприятия речи;
- механического генеза – вибрация головы, гортани, внутренних органов;
- психоэмоционального генеза – дискомфорт, снижение внимание, нервозность, утомление, испуг, страх, гнев.

Из этого следует, что реакция человека на шум как внешний раздражающий фактор сопровождается многообразием жалоб, которые трудно спрогнозировать, так как характер и степень реакций человека зависит как от физических параметров шума, так и сопутствующих личностных факторов (настроение, общее самочувствие и др.).

Среди физических параметров шума надо выделить уровень шума, длительность шумового воздействия и характер спектра. Параметр уровень звука (шума) является количественной характеристикой воздействия шума на человека. Ее широко используют при гигиеническом нормировании, оценке условий труда и др. Существует прямая зависимость субъективного восприятия шума от уровня шума, то есть чем громче звук, тем он становится более неприятным вплоть до появления болевых ощущений

Таблица 2

Жалобы ИТС при действии шума при обеспечении полетов и поведения регламентно-ремонтных работ на авиационной технике

Жалобы	Выраженность симптомов (%)				Всего
	сильная	средняя	слабая	нет	
Ощущение вибрации в области головы	27	9	32	32	100
Неприятные ощущения сдавливания, тяжести в области головы	9	5	36	50	100
Головокружение	0	0	0	100	100
Головная боль	0	0	14	86	100
Повышенная раздражительность	0	9	18	73	100
Быстрая утомляемость	0	14	23	63	100
Снижение трудоспособности	5	0	14	81	100
Снижение внимания	0	5	14	81	100
Нарушение режима сна (сонливость днем, тревожный сон ночью)	5	5	23	67	100

Таблица 2 (Продолжение)

Жалобы	Выраженность симптомов (%)				Всего
	сильная	средняя	слабая	нет	
Неприятные ощущения в области сердца (покалывание, сердцебиение)	0	0	5	95	100

в области уха. Для нормирования уровня шума используется многоуровневый подход (оптимальный, допустимый, предельно переносимый, экстремальный уровень), которые устанавливаются для разных категорий населения и профессий. Особенностью АШ является высокий уровень шума (свыше 100 дБ А).

Субъективная реакция человека зависит от длительности действия шума. Кратковременным его действие считается продолжительность от нескольких секунд минут до нескольких часов. В начале действие шума появляются неприятные ощущения, на затем в большинстве случаев наступает привыкание к шуму, то есть происходит частичная адаптация. Особенность АШ является его многочасовое воздействие в течение летной смены, продолжительность которой колеблется от 8 до 12 часов. Действие шума носит прерывистый характер в зависимости от времени между вылетами ВС, то есть «активный период» акустической нагрузки чередуется с «пассивным периодом».

Спектр шума воспринимается органом слуха человека и субъективно оценивается как низкочастотный, среднечастотный и высокочастотный в зависимости от доминирования энергетической мощности шума в октавных полосах. Наиболее неприятные ощущения вызывает у человека действие высокочастотного шума (максимум спектра 6 – 8 кГц), особенно при высоких уровнях звука (свыше 100 дБА). У человека появляется беспокойство, испуг, немотивированное поведение вплоть до паники. Среднечастотный шум (максимум спектра 0,5 – 1 кГц) в большинстве случаев вызывает меньше неприятных ощущений у человека по сравнению с высокочастотным. Низкочастотный шум (максимум спектр ниже 0,5 кГц) оказывает наименьшую нагрузку

на орган слуха, но при высоких УЗД (свыше 100 дБ) у человека появляется ощущение вибрации внутренних органов, затруднение речи за счет вибрации мягких тканей гортани и глотки, что вызывает у человека дискомфорт, чувство страха. Особенностью АШ является широкополосность, то есть в его спектре присутствуют акустические колебания всех октавных полос как звукового диапазона, так и инфразвукового диапазонов. Такое сочетание объясняет механизм неприятного психологического эффекта, оказываемого АШ на человека. Поэтому при одинаковых уровнях АШ вызывает чувство раздражения у гораздо большего числа обследуемых по сравнению с шумом автомобильным и железнодорожным шумом [22].

Важное место в психологическом восприятии шума как неблагоприятного фактора отводится личностным факторам. В основе устойчивости к шуму лежит сила нервной системы. Человек с высокой подвижностью нервных процессов более устойчив к действию шума, чем человек с более низким уровнем. Реакция на шум зависит от индивидуальных особенностей личности. Экстраверты оказались менее чувствительными к воздействию АШ, чем интроверты. Реакция на действие шума зависит и от уровня гармоничности личностных черт. При одинаковых параметрах шума выявляются существенные различия в индивидуальных реакциях [23, 24]. Надо учитывать, что есть люди с врожденной повышенной чувствительностью к шуму, и это необходимо выявлять при медицинском обследовании и отборе АС [24, 25].

У ИТС после летной смены по результатам опроса по методике «САН» наблюдалось уменьшение показателя «самочувствие», «активность» и «настроение», что указывало на ухудшение функционального состояния ЦНС и психологического статуса как результат многочасового воздействия АШ. Раздражение от шума усиливается при выполнении полезной деятельности и во время отдыха [25].

Часто шум является причиной ухудшения сна, что проявляется в организации сна в виде сокращения продолжительности фаз глубокого сна в первой части ночи и сокращается продолжительность фазы «парадоксального» сна. Эти изменения сопровождаются вегетативными проявлениями со стороны сердечного ритма, артериального давления, дыхания, потоотделения. Поэтому у не выспавшегося человека в рабочее время появляется чувство дискомфорта и ухудшается РС [7].

Шум может стать причиной испуга у человека. Чаще всего это происходит при неожиданном действии высокоинтенсивного шума, особенно импульсного происхождения. Это реакция не зависит от вида раздражителя и характеризуется однотипной неспецифической реакцией со стороны вегетативной нервной системы и немотивированной моторной деятельностью (прыжок, приседание и др.). Она кратковременная, но может сопровождаться временным нарушением РС. Этот феномен надо учитывать и быть готовым к нему, особенно АС, работающим и принимающим решение в условиях дефицита времени и в ограниченном пространстве.

Наличие в спектре АШ низкочастотных акустических колебаний усугубляет негативное влияние шума на психику человека. ИЗ является причиной специфических жалоб (слабость, чувство страха, вибрация внутренних органов, модуляция звуков и речи и др.). Механизм их появления объясняется одновременным воздействием ИЗ на огромное количество проприо- и механорецепторов в теле и органах человека. Изменения в ЦНС под влиянием ИЗ напоминают признаки утомления [21, 26].

Таким образом, АШ способен вызывать у человека достаточно разнообразные психологические эффекты, которые могут стать причиной снижения РС. Шум с уровнем более 55 дБА начинает вызывать психологическое раздражение. Этот уровень можно считать нижней границей «беспокоящих шумов». Дальнейшее увеличение уровня шума, также как и увеличение возраста и стажа работы в условиях действия шума будут

способствовать усилению негативных психологических эффектов (рост тревожности, ухудшение самочувствия и настроения, нарушения внимания и восприятия). В первую очередь, эти нарушения выявляются при сложных заданиях, связанных с координацией рук, оценкой времени, одновременным решением нескольких задач, что приводит к увеличению ошибочных действий. Многолетняя работа в условиях действия АШ на фоне некомпенсированного «эмоционального раздражения» приводит к развитию астенического синдрома, нарушается протекание психических процессов, особенно в эмоционально-волевой сфере, появляется склонность к личностным конфликтам. АШ, оказывая повышенную психологическую нагрузку на человека, надо рассматривать как механизм, приводящий к снижению РС и мотивации надежного исполнения профессиональных обязанностей. Верхняя граница «беспокоящего шума», как правило, не превышает уровни 80 – 90 дБА.

2.2. Влияние на центральную и вегетативную нервную систему

ЦНС выполняет доминирующую роль в большинстве видов деятельности человека и является наиболее критичной системой при действии шума. Моделирование шумовой нагрузки (УЗД 100 – 120 дБ в течение 0,5 – 6 ч) в лабораторных условиях сопровождалось увеличением времени выполнения заданий и количества ошибок, снижением пропускной способности и подвижности нервных процессов зрительного анализатора, уменьшением скорости обработки информации. Степень отклонений этих показателей не превышала 20 % от исходных значений. В эксперименте многочасовое действие шума приводило к дисрегуляции на информационные сигналы (звук и свет). В первые часы время реакций на звук и свет увеличивалось, а в дальнейшем – время ответной двигательной реакции на звук увеличивалось, а на свет – уменьшалось, что указывало на перераспределение функциональных резервов ЦНС [6, 11].

Действие шума на человека сопровождается реакцией вегетативной нервной системы как составной части ЦНС. В большинстве случаев, это проявляется повышением активности ее симпатического отдела в виде повышения частоты сердечных сокращений, артериального давления, потоотделения и др. [24].

Обследование персонала, подвергавшегося воздействию ИЗ на производстве, показало наличие у него изменений в ЦНС и вегетативной нервной системе в виде снижения скорости переработки информации и времени простой сенсомоторной реакции на свет и звук. При неврологическом осмотре у 73,3 % выявлен тремор век, языка, пальцев и повышение сухожильных рефлексов, а у 70 % – изменение вегетативной нервной системы в виде стойкого красного дермографизма, гипергидроза, снижения кожной температуры, похолодания кистей и стоп. Как видно, действие ИЗ вызывает активацию обоих отделов вегетативной нервной системы [21, 24].

Таким образом, действие АШ приводит к изменению функционального состояния ЦНС и повышению уровня напряжения вегетативных функций. Выявленные изменения в ЦНС указывают на снижение РС и появление признаков утомления у АС. Наличие ИЗ в спектре усугубляет вредное действие АШ.

2.3. Влияние на профессиональную работоспособность и надежность

Для изучения влияния шума на РС летчика в лабораторных условиях используются тренажеры (пилотажный тренажер, полунатурный моделирующий комплекс), на которых производится оценка качества пилотирования без шума (фон) и в условиях действия шума, параметры которого имели сходство с шумом в кабине ВС во время полета. Проверка РС ЛПС проводилась на различных этапах летной

деятельности. На этапе посадки, являющейся наиболее сложным этапом деятельности летчика, увеличивались угловые ошибки, отклонение по крену и тангажу, отмечалось запаздывание в отклонении руля высоты и элеронов. Ошибочность действия варьировала в широких пределах. Следовательно, шум вызывает ухудшение выполнения сложной сенсомоторной деятельности и качества пилотирования. На этом фоне отмечается тенденция к увеличению напряжения основных физиологических функций организма (ССС и дыхания), то есть возрастают «энерготраты» для обеспечения РС оператора. Таким образом, с помощью моделирования летной деятельности показано отрицательное влияние шума, в первую очередь, на снижение РС операторского профиля, которое составляло от 5% до 20% [6–8].

Работа в условиях действия вредных и опасных факторов приводит не только к снижению РС, но и надёжности профессиональной деятельности, которое проявляется развитием неблагоприятных эффектов (срыв деятельности, ошибочные действия). В качестве меры ее оценки предложено использовать потенциальную ненадежность действий (ПНД) и оценивать ее как вероятность развития события [1, 9].

Была установлена зависимость ПНД от уровня АШ на рабочих местах АС в виде кривой. Она при увеличении уровня шума до 110 дБА носит полого-восходящий характер, а при более высоких уровнях она приобретает экспоненциальный вид. Полученные результаты позволяют использовать данную модель ПНД для оценки функционального состояния АС при воздействии шума [27].

В табл. 3 представлены значения ПНД у ИТС при подготовке различных типов ВС к полетам [27, 28].

Таблица 3
ПНД у ИТС при подготовке различных типов ВС к полетам

№ п/п	Тип активации	Эквивалентный уровень звука (дБА)		ПНД (усл.ед.)	
		мин	макс	мин	макс
1	Оперативно-тактическая (фронтальная)	97 – 114	109 – 118	0,19 – 0,31	0,27 – 0,59
4	Дальняя	112	120	0,30	0,67
5	Военно-транспортная	111	116	0,29	0,50
6	Армейская	109	115	0,27	0,49
7	Учебно-тренировочная	98	100	0,20	0,21
8	Гражданская	83	104	0,08	0,24

Как следует из табл. 3, у ИТС величина ПНД находится в достаточно широком диапазоне и колеблется от 0,19 до 0,67 усл. ед. Она имеет прямую зависимость от уровня звука. Поэтому ее величина наибольших значений достигает у ИТС в дальней (уровень звука 112 – 120 дБА) и оперативно-тактической (фронтальной) авиации (ОТА) (уровень звука 97 – 118 дБА).

В табл. 4 даны значения ПНД у ЛПС в зависимости от уровня шума в кабине экипажей различных типов ВС [28].

Из табл. 4 следует, что величина ПНД пилотов гражданской авиации колебалась от 0,09 до 0,24 отн.ед. Она имеет прямую зависимость от уровня звука. В кабинах ЛПС вертолетов и ВС с поршневыми двигателями она была максимальной (0,24 отн.ед.), так как у этих типов ВС были самые высокие уровни звука (104 дБА).

Таблица 4

ПНД у ЛПС в зависимости от уровня шума в кабине экипажей различных типов ВС

Наименование ВС	Уровни звука, дБА	ПНД, отн.ед.
Гражданская авиация		
ВС с турбореактивными двигателями	77 – 93	0,09 – 0,17
ВС с турбовинтовыми двигателями	84 – 98	0,11 – 0,20
ВС с поршневыми двигателями	84 – 104	0,11 – 0,24
Вертолеты	84 – 103	0,11 – 0,24
Государственной авиация		
Оперативно-тактическая (фронтовая) авиация	99 – 107	0,20 – 0,26
Военно-транспортная авиация	89 – 104	0,14 – 0,24
Дальняя авиация	97 – 103	0,19 – 0,24
Армейская авиация	89 – 129	0,14 – 0,93

В государственной авиации величина ПНД у ЛПС колебалась от 0,14 до 0,93 отн.ед. Она также имеет прямую зависимость от уровня звука. Величина ПНД была максимальной (0,93 отн.ед.) в кабине экипажа вертолета Ми-35М, где уровень звука составил 129 дБА. В большинстве случаев в кабинах экипажей ВС уровень звука не превышал 110 дБА, а величина ПНД – 0,24 отн. ед. [31, 32]. Из представленных данных видно, что величина ПНД у ЛПС государственной авиации была выше, чем у пилотов гражданской авиации, что обусловлено более высокими уровнями звука в кабинах ВС государственной авиации.

Таким образом, ПНД при действии шума можно использовать как прогностический критерий оценки профессиональной надежности АС.

Для сохранения высокого уровня работоспособности АС рекомендовано использовать СИЗ от шума. Метод определения ПНД был применен в качестве критерия оценки акустической эффективности выбранного противошума в зависимости от уровня шума на рабочем месте ИТС (табл. 5).

Таблица 5

ПНД у ЛПС в зависимости от уровня шума в кабине экипажей различных типов ВС

Расстояние измерения от ВС	Без использования СИЗ от шума		С использованием СИЗ от шума	
	Общий УЗД, дБ	ПНД, усл.ед.	Общий УЗД, дБ	ПНД, усл.ед.
15 метров	130	0,92	96	0,18
30 метров	110	0,28	76	0,09
45 метров	100	0,21	66	0,05

В качестве СИЗ от шума использовали противошумные наушники с эффективностью снижения шума на 34 дБ (показатель SNR). Как следует из табл. 5, при УЗД 130 дБ шума величина ПНД уменьшилась до 0,18 ед. (в пять раз), а при УЗД 110 – 100 дБ – до 0,05 – 0,09 (на 17 %) [30].

Использование СИЗ от шума для профилактики снижения РС и надежности действий АС является одним из эффективных путей по снижению негативного действия АШ. Хорошим подтверждением вышеизложенного явились результаты исследования функционального состояния ИТС, которые подвергались воздействию

шума с уровнем 100–110 дБА без СИЗ от шума и с их использованием. Методики оценки психофизиологического состояния (САН, корректурная проба, проба сложения с переключением) показали, что в группе ИТС, работавших в противοшумах, к окончанию летной смены величина снижения показателей «самочувствия» и «активности» была меньшей по сравнению с группой без СИЗ. Показатель «настроение» в группе без СИЗ уменьшался на 0,73 балла, а в группе с противοшумами, наоборот, улучшалось на 0,09 балла. Достоверно увеличивался интегральный показатель внимания, выработка и перестройка умственных навыков, оперативная память, переключаемость внимания [24].

Из этого следует, что использование СИЗ от шума способствуют улучшению качества внимания и РС. Снижение величины ПНД в группе ИТС при использовании противοшумов указывало на повышение надежности АС.

Негативную роль на РС человека оказывают низкочастотные акустические колебания. Испытания на добровольцах показало, что они вызывают снижение РС, утомление, нарушена концентрация, затруднено переключение внимания. Испытуемые при выполнении заданий операторского профиля предъявляли жалобы на сонливость, ощущение внутреннего беспокойства, напряжения, страха. Принято считать, что действия ИЗ на ЦНС приводит к появлению признаков, характерных для утомления. Отмечено сходство негативных эффектов ИЗ и алкоголя на РС за счет нарушения регуляторных взаимодействий различных структурах головного мозга [21, 26].

Таким образом, АШ является фактором риска, способствующему снижению профессиональной РС и надежности АС. Это надо учитывать при организации рабочих мест АС, у которых преобладает умственную деятельность в условиях повышенного внимания, ограничения времени для принятия решения и др. ПНД можно использовать в качестве критерия для оценки функционального состояния АС при действии шума. Ведущее место в мероприятиях по борьбе с АШ занимают СИЗ от шума, которые существенно уменьшают акустическую нагрузку на орган слуха и головной мозг.

3. Механизмы снижения функциональных возможностей органа зрения

По результатам лабораторных исследований на животных (кролики), подвергавшихся действию ИЗ, и обследование рабочих «шумовых» профессий выявлено, что воздействие акустических колебаний приводит к развитию микрососудистых изменений в органе зрения, нарушению обменных процессов в средах и тканях глаза, ухудшению функциональных характеристик зрительного анализатора и снижению зрительной РС. У данных лиц развивалось повышение порогов яркостной чувствительности, появлялась извитость и сужение капилляров конъюнктивы. При повышенной нагрузке на орган зрения они предъявляли жалобы на быстрое утомление. При осмотре глазного дна у таких лиц выявлено сосудистые нарушения сетчатки на глазном дне (в виде повышенной проницаемости), в тканях глаза изменения обменных процессов (в виде дистрофии и склероза). В патогенезе нарушений органа зрения ведущую роль отводят микрососудистым аномалиям. Механизм этого эффекта обусловлен прямым воздействием ИЗ на микроциркуляцию органа зрения и трофическим изменениям тканей зрительного анализатора [31, 32].

Действие АШ на орган зрения ЛПС происходит, не только за счет сложного спектра акустического воздействия, а также наличия других факторов (снижение освещенности в кабине ВС, длительное напряжение при многочасовых полетах, вибрация приборной панели), оказывающих негативное действие на зрительный анализатор. Установлена высокая степень связи («почти полная») болезней органа зрения у ЛПС с условиями работы, в первую очередь, влиянием АШ, что позволяет считать их

считать профессиональными заболеваниями [33, 34]. Патологии органа зрения у ЛПС приведет к ухудшению его функционального состояния, особенно в условиях повышенной нагрузки во время полетов, и стать причиной негативное влияние на РС и надежность действия [34, 35].

Заключение

В XXI веке воздушный транспорт будет продолжать занимать ведущие позиции при организации пассажиропотоков и грузопотоков по разным направлениям, особенно на дальние расстояния. Это обусловлено высокой динамичностью перемещением, отработанной системой организационно-управленческих и производственно-технологических процессов по эффективному обеспечению различных систем товарно-материальными ресурсами. Важное место отводится государственной авиации в поддержании на высоком уровне обороноспособности РФ.

Однако масштабное применение авиации имеет и отрицательные последствия (социальные, экологические, гигиенические), в том числе и обусловленные влиянием шума. Некомпенсированная акустическая нагрузка будет способствовать развитию негативных последствий в организме человека, что может привести к снижению профессиональной РС и надежности действий АС. Важность этой проблемы особенно значима при подготовке и выполнении полетов, где к человеку-оператору предъявляется требование максимальной концентрации внимания в условиях дефицита времени и высокого нервно-психического напряжения. Установленные зависимости РС от уровня шума необходимо использовать для прогноза надежности АС при обеспечении летной деятельности, особенно в экстремальных условиях.

Широкое общебиологическое действие шума на человека, приводящее к снижению функциональных возможностей ЦНС, слухового и зрительного анализаторов, требует рассматривать АШ в качестве источника потенциальной опасности за счет повышения риска ошибочных действий и снижения РС. Кроме того, работа АС во вредных условиях труда (в том числе обусловленной высокой акустической нагрузкой) создают риски развития у них профессиональной патологии, в первую очередь органа слуха, и роста уровня общей заболеваемости, что также является причиной ухудшения РС и надежности действия АС [36].

Выше перечисленные негативные эффекты обусловлены различными механизмами действия шума на человека. Сочетание в спектре шума и ИЗ надо рассматривать как важное звено в механизме действия АШ. Это обусловлено их схожим биологическим действием на человека и возможностью потенцирования неблагоприятных эффектов. Знание механизмов вредного действия шума необходимо использовать уже с этапа проектирования ВС и на всех этапах летной деятельности при организации мероприятий по борьбе с АШ.

Борьба с шумом в авиации является одной из приоритетных задач для обеспечения безопасности полетов. Многолетний опыт в этом направлении показал, что для достижения этой цели необходим системный подход, включающий организационные, технические, медицинские мероприятия. Среди них ведущее место отводится СИЗ от шума. Механизм их эффективности состоит в способности снизить акустическую нагрузку на человека путем перекрытия основных путей негативного действия АШ. Применение средств защиты от шума будет положительно влиять на РС, психическое состояние, общий уровень удовлетворенности трудом, что позволит обеспечить высокий уровень надежности действий, сохранение здоровья и профессиональное долголетие АС.

Список литературы

1. Солдатов С.К., Зинкин В.Н., Богомолов А.В. и др. Фундаментальные и прикладные аспекты авиационной медицинской акустики. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2019. – 216 с.
2. Зинкин В.Н., Шешегов П.М. Современные проблемы шума в авиации // Проблемы безопасности полетов. – 2014. – № 5. – С. 3-25.
3. Шешегов П.М., Зинкин В.Н., Сливина Л.П. Авиационный шум как ведущий фактор, влияющий на заболеваемость и профессиональные риски у инженерно-авиационного состава // Авиакосмическая и экологическая медицина. – 2018. – Т.52, № 3. – С. 62-68.
4. Зинкин В.Н., Свидовый В.И., Солдатов С.К. и др. Гигиеническая оценка акустической обстановки на рабочих местах инженерно-технического состава авиации // Безопасность жизнедеятельности. – 2006. – № 12. – С. 6-9.
5. Люцкий К.М., Зинкин В.Н., Афанасьев Р.В., Деллалов Н.Н. Влияние профессиональных факторов на заболеваемость летного и инженерно-технического состава военно-транспортной авиации // Военно-медицинский журнал. – 2008. – Т. 329, № 9. – С. 50-52.
6. Крылов Ю.В., Фролов Н.И., Кузнецов В.С. и др. Воздействия авиационного шума на организм // Военно-медицинский журнал. – 1977. – № 2. – С. 57-59.
7. Зинкин В.Н., Солдатов С.К., Шешегов П.М. и др. Шум как фактор риска снижения работоспособности и профессиональной надежности авиационных специалистов // Проблемы безопасности полетов. – 2014. – № 8. – С. 3-28.
8. Чистов С.Д., Кукушкин Ю.А., Солдатов С.К. и др. Влияние интенсивного шума на функциональное состояние летного состава // Проблемы безопасности полетов. – 2019. – № 9. – С. 3-13.
9. Ушаков И.Б., Богомолов А.В., Гридин Л.А. и др. Методологические подходы к диагностике и оптимизации функционального состояния специалистов операторского профиля. – М.: Медицина, 2004. – 144 с.
10. Козлов В.В. Системный анализ причин ошибочного действия пилота при расследовании авиационного события (методическое пособие). – М., 2007. – 66 с.
11. Тарасенко, Г.И., Щербаченко Г.Е., Петленко И.А. О возможности восприятия и переработки сложной речевой информации // Военно-медицинский журнал. – 1987. – № 10. – С. 48-49.
12. Зинкин В.Н., Шешегов П.М. Негативное влияние авиационного шума на речевую и звуковую информацию // Проблемы безопасности полетов. – 2020. – № 9. – С. 16-28.
13. Ушаков И.Б., Ромасюк С.И., Шешегов П.М. и др. Действие авиационного шума на орган слуха специалистов инженерно-технического состава ВВС // Военно-медицинский журнал. – 2006. – № 7. – С. 59-62.
14. Зинкин В.Н., Солдатов С.К., Шешегов П.М. Особенности патологического действия авиационного шума на орган слуха инженерно-технического состава авиации // Вестник оториноларингологии. – 2007. – № 6. – С. 25-29.
15. Лапаев Э.В., Крылов Ю.В., Кузнецов В.С. Функция слухового и вестибулярного анализаторов при действии факторов авиакосмического полета. – М.: Наука, 1983. – 241 с.
16. Клинические рекомендации МЗ РФ «Потеря слуха от воздействия шума» № 609. – М., 2018. – 39 с.
17. Шешегов П.М., Зинкин В.Н., Сливина Л.П. Авиационный шум: особенности формирования и профилактики нейросенсорной тугоухости у авиационных специалистов Военно-воздушных сил // Авиакосмическая и экологическая медицина. – 2019. – Т. 53,

№ 3. – С. 49-56.

18. Панкова В.Б. Профессиональная тугоухость у работников транспорта // Вестник оториноларингологии. – 2008. – № 3. – С. 19-23.

19. Шевченко О.И., Лахман О.Л., Русакова Д.В., Тихонова И.В. Функциональная активность головного мозга в зависимости от степени выраженности профессиональной нейросенсорной тугоухости // Вестник оториноларингологии. – 2020. – № 5. – С. 33-39.

20. Иванов Н.И., Зинкин В.Н., Сливина Л.П. Биомеханические механизмы действия низкочастотных акустических колебаний // Российский журнал биомеханики. – 2020. – № 2. – С. 216-231.

21. Зинкин В.Н., Ахметзянов И.М., Орихан М.М. Инфразвук как вредный производственный фактор // Безопасность жизнедеятельности. – 2013. – № 9. – С. 2-9.

22. Зинкин В.Н., Солдатов С.К., Драган С.П. и др. Авиационный шум и проблемы безопасности полетов // Проблемы безопасности полетов. – 2013. – № 5. – С. 3-12.

23. Благинин А.А., Калтыгин М.В., Синельников С.Н., Дергачев В.Б. Влияние индивидуальных психологических операторов на изменение функционального состояния при действии авиационного шума // Вестник Российской военно-медицинской академии. – 2011. – № 4 (36). – С. 97-100.

24. Чубаров И.В., Зинкин В.Н., Ахметзянов И.М. и др. Психологический статус рабочих, подвергающихся воздействию шума // Гигиена и санитария. – 1999. – № 2. – С. 16-19.

25. Зинкин В.Н., Шешегов П.М. Проблемы экспертизы воздействия высокоинтенсивного шума на специалистов Военно-воздушных сил // Военно-медицинский журнал. – 2012. – Т. 333, № 1. – С. 45-50.

26. Broner N. The effects of low frequency noise on people: a review // J.sound vibr. – 1978. – Vol. 58, N 4. – P. 483-500.

27. Ушаков И.Б., Кукушкин Ю.А., Богомолов А.В., Карпов В.Н. Потенциальная ненадежность действий оператора как характеристика степени влияния физико-химических факторов условий деятельности // Безопасность жизнедеятельности. – 2001. – № 1. – С. 24-29.

28. Зинкин В.Н., Харитонов В.В., Шешегов П.М. Потенциальная ненадежность действий – критерий оценки работоспособности авиационных специалистов и эффективности средств защиты // Проблемы безопасности полетов. – 2017. – № 7. – С. 3-16.

29. Зинкин В.Н., Кукушкин Ю.А., Богомолов А.В. и др. Анализ эффективности средств защиты от шума во взаимосвязи с профессиональной надежностью специалистов «шумовых» профессий // Медико-биологические и социально-психологические проблемы безопасности в чрезвычайных ситуациях. – 2011. – № 3. – С. 70-76.

30. Зинкин В.Н., Шешегов П.М., Сливина Л.П. Обоснование выбора средств индивидуальной защиты от шума для инженерно-авиационных специалистов государственной авиации // Безопасность труда в промышленности. – 2020. – № 7. – С. 54-59.

31. Алексеев, В.Н. Глаз и инфразвук / В.Н. Алексеев, В.И. Свидовый, Т.И. Косачева. – СПб.: Кормчий, 2004. – 112 с.

32. Ахметзянов И.М., Петреев И.В., Гусаров Д.В., Газизова И.Р. О роли офтальмологических исследований в ранней диагностике шумовой патологии // Вестник Российской военно-медицинской академии. – 2011. – № 3. – С. 188-191.

33. Шешегов П.М., Сливина Л.П., Зинкин В.Н. Значение авиационного шума в риске развития профессиональной патологии у летно-подъемного состава маневренной авиации Военно-воздушных сил // Медицина труда и промышленная экология. – 2020. –

Т. 60, № 4. – С. 268-274.

34. Шешегов П.М. Профессиональные риски у авиационных специалистов Военно-воздушных сил // Проблема безопасности полетов. – 2016. – № 2. – С. 3-25.

35. Сливина Л.П., Куклин Д.А., Матвеев П.В. и др. Инфразвук и низкочастотный шум как вредные производственные факторы // Безопасность труда в промышленности. – 2020. – № 2. – С. 24-30.

36. Зинкин В.Н., Шешегов П.М. Авиационный шум: риск нарушения здоровья человека и меры профилактики // Защита от повышенного шума и вибрации: Сборник докладов VI Всероссийской научно-практической конференции с международным участием. – СПб., 2017. – С. 493-522.

References

1. Soldatov S.K., Zinkin V.N., Bogomolov A.V. i dr. Fundamental'nye i prikladnye aspekty aviacionnoj medicinskoj akustiki. – M.: FIZMATLIT, 2019. – 216 s.

2. Zinkin V.N., SHeshegov P.M. Sovremennye problemy shuma v aviatsii // Problemy bezopasnosti poletov. – 2014. – № 5. – С. 3-25.

3. SHeshegov P.M., Zinkin V.N., Slivina L.P. Aviacionnyj shum kak vedushchij faktor, vliyayushchij na zabolevaemost' i professional'nye riski u inzhenerno-aviacionnogo sostava // Aviakosmicheskaya i ekologicheskaya medicina. – 2018. – Т. 52, № 3. – С. 62-68.

4. Zinkin V.N., Svidovyy V.I., Soldatov S.K. i dr. Gigienicheskaya ocenka akusticheskoy obstanovki na rabochih mestah inzhenerno-tehnicheskogo sostava aviatsii // Bezopasnost' zhiznedeyatel'nosti. – 2006. – № 12. – С. 6-9.

5. Lyuckij K.M., Zinkin V.N., Afanas'ev R.V., Dellalov N.N. Vliyanie professional'nyh faktorov na zabolevaemost' letnogo i inzhenerno-tehnicheskogo sostava voenno-transportnoj aviatsii // Voенно-medicinskij zhurnal. – 2008. – Т. 329, № 9. – С. 50-52.

6. Krylov YU.V., Frolov N.I., Kuznecov V.S. i dr. Vozdejstviya aviacionnogo shuma na organizm // Voенно-medicinskij zhurnal. – 1977. – № 2. – С. 57-59.

7. Zinkin V.N., Soldatov S.K., SHeshegov P.M. i dr. SHum kak faktor riska snizheniya rabotosposobnosti i professional'noj nadezhnosti aviacionnyh specialistov // Problemy bezopasnosti poletov. – 2014. – № 8. – С. 3-28.

8. CHistov S.D., Kukushkin YU.A., Soldatov S.K. i dr. Vliyanie intensivnogo shuma na funktsional'noe sostoyanie letnogo sostava // Problemy bezopasnosti poletov. – 2019. – № 9. – С. 3-13.

9. Ushakov I.B., Bogomolov A.V., Gridin L.A. i dr. Metodologicheskie podhody k diagnostike i optimizatsii funktsional'nogo sostoyaniya specialistov operatorskogo profilya. – M.: Medicina, 2004. – 144 s.

10. Kozlov V.V. Sistemnyj analiz prichin oshibochnogo dejstviya pilota pri rassledovanii aviacionnogo sobytija (metodicheskoe posobie). – M., 2007. – 66 s.

11. Tarasenko, G.I., SHCHerbachenko G.E., Petlenko I.A. O vozmozhnosti vospriyatiya i pererabotki slozhnoj rechevoj informatsii // Voенно-medicinskij zhurnal. – 1987. – № 10. – С. 48-49.

12. Zinkin V.N., SHeshegov P.M. Negativnoe vliyanie aviacionnogo shuma na rechevuyu i zvukovuyu informatsiyu // Problemy bezopasnosti poletov. – 2020. – № 9. – С. 16-28.

13. Ushakov I.B., Romasyuk S.I., SHeshegov P.M. i dr. Dejstvie aviacionnogo shuma na organ sluha specialistov inzhenerno-tehnicheskogo sostava VVS // Voенно-medicinskij zhurnal. – 2006. – № 7. – С. 59-62.

14. Zinkin V.N., Soldatov S.K., SHeshegov P.M. Osobennosti patologicheskogo

deystviya aviacionnogo shuma na organ sluha inzhenerno-tekhnicheskogo sostava aviacii // Vestnik otorinolaringologii. – 2007. – № 6. – S. 25-29.

15. Lapaev E.V., Krylov YU.V., Kuznecov V.S. Funkciya sluhovogo i vestibulyarnogo analizatorov pri deystvii faktorov aviakosmicheskogo poleta. – M.: Nauka, 1983. – 241 s.

16. Klinicheskie rekomendacii MZ RF «Poterya sluha ot vozdeystviya shuma» № 609. – M., 2018. – 39 s.

17. SHeshegov P.M., Zinkin V.N., Slivina L.P. Aviacionnyj shum: osobennosti formirovaniya i profilaktiki nejrosensornoj tugouhosti u aviacionnyh specialistov Voenno-vozdushnyh sil // Aviakosmicheskaya i ekologicheskaya medicina. – 2019. – T. 53, № 3. – S. 49-56.

18. Pankova V.B. Professional'naya tugouhost' u rabotnikov transporta // Vestnik otorinolaringologii. – 2008. – № 3. – S. 19-23.

19. SHEvchenko O.I., Lahman O.L., Rusakova D.V., Tihonova I.V. Funkcional'naya aktivnost' golovnogogo mozga v zavisimosti ot stepeni vyrazhennosti professional'noj nejrosensornoj tugouhosti // Vestnik otorinolaringologii. – 2020. – № 5. – S. 33-39.

20. Ivanov N.I., Zinkin V.N., Slivina L.P. Biomekhanicheskie mekhanizmy deystviya nizkochastotnyh akusticheskikh kolebanij // Rossijskij zhurnal biomekhaniki. – 2020. – № 2. – S. 216-231.

21. Zinkin V.N., Ahmetzyanov I.M., Orihan M.M. Infrazvuk kak vrednyj proizvodstvennyj faktor // Bezopasnost' zhiznedeyatel'nosti. – 2013. – № 9. – S. 2-9.

22. Zinkin V.N., Soldatov S.K., Dragan S.P. i dr. Aviacionnyj shum i problemy bezopasnosti poletov // Problemy bezopasnosti poletov. – 2013. – № 5. – S. 3-12.

23. Blagin A.A., Kaltygin M.V., Sinel'nikov S.N., Dergachev V.B. Vliyanie individual'nyh psihologicheskikh operatorov na izmenenie funkcional'nogo sostoyaniya pri deystvii aviacionnogo shuma // Vestnik Rossijskoj voenno-meditsinskoj akademii. – 2011. – № 4 (36). – S. 97-100.

24. CHubarov I.V., Zinkin V.N., Ahmetzyanov I.M. i dr. Psihologicheskij status rabochih, podvergayushchihsya vozdeystviyu shuma // Gigiena i sanitariya. – 1999. – № 2. – S. 16-19.

25. Zinkin V.N., SHeshegov P.M. Problemy ekspertizy vozdeystviya vysokointensivnogo shuma na specialistov Voenno-vozdushnyh sil // Voenno-meditsinskij zhurnal. – 2012. – T. 333, № 1. – S. 45-50.

26. Broner N. The effects of low frequency noise on people: a review // J.sound vibr. – 1978. – Vol. 58, N 4. – P. 483-500.

27. Ushakov I.B., Kukushkin YU.A., Bogomolov A.V., Karpov V.N. Potencial'naya nenadezhnost' deystvij operatora kak harakteristika stepeni vliyaniya fiziko-himicheskikh faktorov uslovij deyatel'nosti // Bezopasnost' zhiznedeyatel'nosti. – 2001. – № 1. – S. 24-29.

28. Zinkin V.N., Haritonov V.V., SHeshegov P.M. Potencial'naya nenadezhnost' deystvij – kriterij ocenki rabotosposobnosti aviacionnyh specialistov i effektivnosti sredstv zashchity // Problemy bezopasnosti poletov. – 2017. – № 7. – S. 3-16.

29. Zinkin V.N., Kukushkin YU.A., Bogomolov A.V. i dr. Analiz effektivnosti sredstv zashchity ot shuma vo vzaimosvyazi s professional'noj nadezhnost'yu specialistov «shumovyh» professij // Mediko-biologicheskije i social'no-psihologicheskije problemy bezopasnosti v chrezvychajnyh situacijah. – 2011. – № 3. – S. 70-76.

30. Zinkin V.N., SHeshegov P.M., Slivina L.P. Obosnovanie vybora sredstv individual'noj zashchity ot shuma dlya inzhenerno-aviacionnyh specialistov gosudarstvennoj aviacii // Bezopasnost' truda v promyshlennosti. – 2020. – № 7. – C. 54-59.

31. Alekseev, V.N. Glaz i infrazvuk / V.N. Alekseev, V.I. Svidovyy, T.I. Kosacheva. – SPb.: Kormchij, 2004. – 112 s.

32. Ahmetzyanov I.M., Petreev I.V., Gusarov D.V., Gazizova I.R. O roli oftal'mologicheskikh issledovanij v rannej diagnostike shumovoj patologii // Vestnik Rossijskoj voenno-medicinskoj akademii. – 2011. – № 3. – S. 188-191.

33. SHeshegov P.M., Slivina L.P., Zinkin V.N. Znachenie aviacionnogo shuma v riske razvitiya professional'noj patologii u letno-pod"emnogo sostava manevrennoj aviacii Voenno-vozdushnyh sil // Medicina truda i promyshlennaya ekologiya. – 2020. – T. 60, № 4. – S. 268-274.

34. SHeshegov P.M. Professional'nye riski u aviacionnyh specialistov Voenno-vozdushnyh sil // Problema bezopasnosti poletov. – 2016. – № 2. – S. 3-25.

35. Slivina L.P., Kuklin D.A., Matveev P.V. i dr. Infrazvuk i nizkochastotnyj shum kak vrednye proizvodstvennye faktory // Bezopasnost' truda v promyshlennosti. – 2020. – № 2. – S. 24-30.

36. Zinkin V.N., SHeshegov P.M. Aviacionnyj shum: risk narusheniya zdorov'ya cheloveka i mery profilaktiki // Zashchita ot povyshennogo shuma i vibracii: Sbornik dokladov VI Vserossijskoj nauchno-prakticheskoy konferencii s mezhdunarodnym uchastiem. – SPb., 2017. – S. 493-522.

УДК: 331.45
OECD: 02.03

Акустическая модель системы «шлифовальный круг - заготовка» обдирочно-шлифовального станка

Купцова И.С.

Младший научный сотрудник, Донской государственный технический университет,
г. Ростов-на-Дону, РФ

Аннотация

Представлены результаты теоретических исследований процессов возбуждения вибраций и шумообразования при обработке деталей различной геометрии на обдирочно-шлифовальных станках. Разработаны модели акустической динамики рассматриваемой системы «шлифовальный круг – заготовка». Для деталей круглой и квадратной форм, имеющих постоянный момент инерции в направлении осей координат, скорость колебаний определяется не из системы, а из одного дифференциального уравнения. Произведенный теоретический анализ позволит получить аналитические выражения уровней звукового давления, создаваемого отдельными элементами и системой «шлифовальный круг - заготовка». Теоретический расчет октавных уровней звукового давления и сравнение расчетных уровней с санитарными нормами позволяет найти требуемую звукоизоляцию в соответствующих частотных диапазонах. Именно эти данные позволяют выполнить акустический расчет и компоновку системы шумозащиты на этапе проектирования подобных станков.

Ключевые слова: обдирочно-шлифовальный станок, источники шума, вибрации, акустическая модель, рабочая зона, условия труда, безопасность.

Acoustic model of the "grinding wheel-blank" system of the roughing and grinding machine

Kuptsova I.S.

Junior research scientist, Don State Technical University, Rostov-on-Don, Russia

Abstract

This article presents the results of theoretical studies of the processes of vibration excitation and noise generation during abrasive processing of welds of frame structures. Welding is one of the most popular technologies for joining metal structures. One of the mandatory steps after welding is to clean the welded joints. However, the processing process is accompanied by strong noise, which generally exceeds the standard values in the operator's work area. The paper considers various design schemes according to the conditions for fixing these elements. The oscillation rates are determined according to the fixing conditions. Corners and channels on the profile differ in geometric parameters. Of particular interest is the ratio of the moments of inertia along the corresponding coordinate axes to the cross-sectional area, since this ratio largely determines the theoretical values of the natural vibration frequencies, vibration velocities, and, consequently.

Keywords: roughing and grinding machine, noise sources, vibration, acoustic model, working area, working conditions, safety.

Введение

Шлифовальные и обдирочно-шлифовальные станки применяются для окончательной обработки разнообразных поверхностей деталей с помощью абразивных кругов, в условиях не только механосборочных цехов, но и сварочно-сборочных, а также в литейном производстве. От общего числа станков для обработки металлов они составляют приблизительно 20%, а на предприятиях с большим объемом выпуска продукции их доля достигает 60% от общего количества станочного оборудования.

При работе рассматриваемых станков, возникают уровни шума, которые выше установленных санитарных нормативов на 5 - 12 дБ в интервале высоких частот от 1000 Гц, вызывая профессиональные заболевания у работников.

Постановка задачи

Аналитический обзор теоретических и экспериментально полученных данных, показал, что в них практически не рассмотрен процесс возбуждения вибраций при шлифовании. Большинство рассматриваемых работ, направлены на изучение акустических параметров, возникающих при работе подшипников качения или работе зубчатых передач, а также на способы уменьшения уровней шума и вибрации до санитарных нормативов, при помощи уменьшения шума корпусных и базовых деталей, заготовок и инструмента [1]. Станкам шлифовальной группы внимание практически не уделено.

Пожалуй, впервые в источнике [2] были разработаны модели акустической динамики процессов внутреннего и наружного круглого шлифования. Используя, данные акустические модели были представлены аналитические зависимости для определения уровней звукового давления, которые создает система «абразивный круг - заготовка - отдельные элементы».

Целью настоящего исследования является построение теоретических моделей шумообразования системы «шлифовальный круг – заготовка» обдирочно-шлифовального станка с последующей разработкой решений, направленных на снижение акустической активности станка.

Для достижения поставленной цели, необходимо решить следующие задачи исследования:

1. Представить адекватные модели акустической динамики всей рассматриваемой системы “шлифовальный круг - заготовка”.

2. Провести теоретическое исследование полученных моделей и вывести аналитические зависимости, позволяющие определить уровни звукового давления, которые возникают при работе отдельных элементов системы, а также всей рассматриваемой системы “шлифовальный круг - заготовка”.

1. Теоретическое исследование акустической динамики обдирочно-шлифовального станка

1.1. Звуковое излучение заготовки при обработке на обдирочно-шлифовальном станке

Геометрические параметры заготовок, соответствующие в подавляющем большинстве случаев прямоугольному сечению, а также круглому профилю, позволяют для расчетов спектров шума использовать зависимость (1) звукового давления (P) [1,3]:

$$P = 9,5(f_R S l)^{0,5} \frac{V_R}{r}, \quad (1)$$

где f_R – собственные частоты колебаний источника, Гц; S – площадь поверхности источника, м²; l – длина источника, м; V_R – скорости колебаний на собственных формах колебаний, м/с; r – расстояние от источника до расчетной точки, м.

Поскольку заготовки устанавливаются на столе станка, то собственные частоты колебаний определяются по данным работ [4] следующей зависимостью:

$$f_R = \frac{1}{2i} \sqrt{\left(\frac{\pi\kappa}{e}\right)^4 \frac{EJ}{\rho F} + \frac{j_{np}}{\rho F}}, \quad (2)$$

где E и J – модуль упругости (Па) и момент инерции заготовки (м⁴); κ – коэффициент, характеризующий собственные частоты колебаний; j_{np} – приведенная жесткость подсистемы «стол-заготовка», Н/м; ρ – плотность материала заготовки, кг/м³; F – площадь поперечного сечения, м².

Тогда для расчета уровней звукового давления получена следующая зависимость (3):

$$L = 20lg \frac{V_R}{r} + 5lg \left[\left(\frac{\pi\kappa}{e} \right) EJ + j_{np} \right] - 5lg \rho F + 10^6, \quad (3)$$

У заготовок квадратного профиля момента инерции определяется как $J = \frac{b^4}{12}$, у заготовок прямоугольного профиля, когда ось ОХ располагается вдоль оси заготовки, моменты инерции в направлении осей ОZ и ОY определяются по формулам:

$$J_z = \frac{b^3 h}{12} \text{ и } J_y = \frac{h^3 b}{12},$$

b и h – ширина и высота заготовки, м;

у круглых деталей сплошных и полых: $J = \frac{\pi d^4}{64}$ и $J = \frac{\pi}{64}(d^4 - d_0^4)$,

где d и d_0 – наружный и внутренний диаметры заготовки, м.

Расчет скоростей колебаний выполнен на основе подхода к обрабатываемым заготовкам [1] с перемещающейся вдоль изделия технологической нагрузкой. При установке заготовки на столе дифференциальное уравнение колебаний имеет вид:

$$M_0 \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + E y_y \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + j_y = P(t) \beta(x - x_0), \quad (4)$$

$$M_0 \frac{\partial^2 z}{\partial t^2} + E y_z \frac{\partial^4 z}{\partial x^4} + j_z = P(t) \beta(x - x_0). \quad (5)$$

Поскольку при обработке заготовка перемещается вручную, т.е. с очень малой скоростью, то при выводе зависимости скоростей колебаний принято допущение о постоянстве координаты приложения силы резания, которая согласно нормативам режимов абразивной обработки определяется по формуле [5]:

где $P(t) = \frac{N \cdot 10^3}{V_p}$; N – мощность резания, Вт; V_p – скорость резания, м/с; d – диаметр круга, мм; n – частота вращения круга, об/мин.

$$N = C_N V t^{x_p} b^{z_p}, \text{ кВт; } P = C_N V t^{x_p} b^{z_p} 10^3 \sin(0,1nk_3 t + \phi)$$

t – глубина резания, мм; b – ширина круга, мм; C_N , X_p , Z_p – коэффициенты, задаваемые по таблицам (3); k_3 – коэффициент зернистости круга.

Используя метод разделения, система уравнений (4), после преобразований примет вид:

$$\begin{aligned} \frac{d^2 y}{dt^2} + \left[\frac{E J_y}{\rho F} y z \left(\frac{k}{l} \right)^4 + \frac{j_n \rho_y}{\rho F} \right] y &= \frac{10^3 C_N t^{x_p} b^{z_p}}{\rho F} \sin(0,1nk_3 t + \phi), \\ \frac{d^2 z}{dt^2} + \left[\frac{E J_z}{\rho F} y z \left(\frac{k}{l} \right)^4 + \frac{j_n \rho_z}{\rho F} \right] z &= \frac{10^3 C_N t^{x_p} b^{z_p}}{\rho F} \sin(0,1nk_3 t + \phi) \end{aligned} \quad (6)$$

Решение системы уравнений (6) относительно максимальных скоростей колебаний в направлении осей OX и OY определяется следующим и зависимостями:

$$V_{k_y} = \frac{dy}{dt_{max}} = \frac{2 \cdot 10^2 C_N t^{x_p} b^{z_p} n k_3}{\rho F l} \sum_{k=1}^{k^x} \frac{1}{\frac{E J_y}{\rho F} y z \left(\frac{k}{l}\right)^4 + \frac{j_n \rho_y}{\rho F} - 0,01(n k_3)^2} \quad (7)$$

$$V_{k_z} = \frac{dz}{dt_{max}} = \frac{2 \cdot 10^2 C_N t^{x_p} b^{z_p} n k_3}{\rho F l} \sum_{k=1}^{k^x} \frac{1}{\frac{E J_z}{\rho F} y z \left(\frac{k}{l}\right)^4 + \frac{j_n \rho_y}{\rho F} - 0,01(n k_3)^2} \quad (8)$$

В формулу уровней звукового давления подставляется значение среднеквадратичной скорости колебаний:

$$V_{k_{max}} = \sqrt{V_{k_{z_{max}}}^2 + V_{k_{y_{max}}}^2} \quad (9)$$

Для деталей, имеющих постоянный момент инерции в направлении осей координат, скорость колебаний определяется не из системы, а из одного дифференциального уравнения.

Например, для детали круглой формы:

$$\frac{d^2 y}{dt^2} + \left[6 \frac{E}{\rho} d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 + \frac{1,3 j_{np}}{\rho d^2} \right] y = \frac{1,3 \cdot 10^3 t^{x_p} b^{z_p}}{\rho d^2} \sin(0,1 n k_3 t + \phi), \quad (10)$$

$$V_k = \frac{1,3 \cdot 10^2 n k_3 t^{x_p} b^{z_p}}{\rho d^2} \sum_1^{k^x} \frac{\cos(0,1 n k_3 t + \phi)}{6 \frac{E}{\rho} d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 + \frac{1,3 j_{np}}{\rho d^2} - 0,01 n k_3}, \quad (11)$$

а для детали квадратной формы:

$$\frac{d^2 y}{dt^2} + \left[3 \frac{E}{\rho} d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 + \frac{j_{np}}{\rho d^2} \right] y = \frac{10^3 t^{x_p} b^{z_p}}{\rho d^2} \sin(0,1 n k_3 t + \phi). \quad (12)$$

Заключение

Результаты расчетов позволяют сделать следующие выводы

1. Полученные зависимости учитывают, все конструктивные, физико-механические параметры источников, а также технологические режимы обработки деталей;
2. Следует отметить, что, только получив возможность произвести теоретический расчет октавных уровней звукового давления и сравнив их со значениями установленных санитарных норм, можно сделать выводы о превышении в рассматриваемых частотных диапазонах;
3. Именно эти данные и позволяют выполнить акустический расчет и компоновку системы шумозащиты на этапе проектирования подобных станков.

Список литературы

1. Новиков В.В., Литвинов А.Е., Солод С.А. Чукарин А.Н. Обеспечение безопасных условий эксплуатации станков пильной группы/ В.В. Новиков, А.Е. Литвинов, С.А. Солод, А.Н. Чукарин.-Краснодар.-Кубанский социально-экономический институт, 2018.-195С.

2. Чукарин А.Н., Теоретические исследования процессов возбуждения и шумообразования при абразивной обработке сварных швов рамных/ А.Н. Чукарина, А.Г. Исаев, А.Е. Шашурин, Ю.И. Элькин// Noise Theory and Practice. 2020. Т. 6. № 4 (22). С. 71-8

3. Литвинов А.Е., Чукарин А.Н., Обзор современного состояния конструкций и типов ленточнопильных станков по металлу/ А.Е. Литвинов, А.Н. Чукарин А.Н., В сборнике: Механика, оборудование, материалы и технологии. Электронный сборник научных статей по материалам международной научно-практической конференции. 2019. С. 133-141.

4. Beskopylny A., Meskhi B., Chukarin A., Isaev A. Spectral characteristics of noise during hardening of welds of rod structures// В сборнике: IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. Collection of materials of the International Conference on Modern Trends in Manufacturing Technologies and Equipment: Mechanical Engineering and Materials Science (ICMTMTE 2019). Sevastopol State University, National University of Science and Technology «MISIS», Polzunov Altai State Technical University, Crimean Federal University, Inlink Ltd. and International Union of Machine Builders. 2020. С. 044087.

5. Базров Б.М, Справочник технолога-машиностроителя, Том 2./ Б.М. Базров, В.И. Аверченков- Москва. – Машиностроение, 6-е издание, 2018 – 423с.

References

1. Novikov V.V., Litvinov A.E., Solod S.A. Chukarin A.N. Ensuring safe operating conditions for saw group machines / V.V. Novikov, A.E. Litvinov, S.A. Solod, A.N. Chukarin. - Krasnodar. - Kuban Socio-Economic Institute, 2018.-195pp.

2. Chukarin AN, Theoretical studies of the processes of excitation and noise generation during abrasive processing of frame welded joints. Chukarina, A.G. Isaev, A.E. Shashurin, Yu.I. Elkin // Theory of noise and practice. 2020.Vol. 6.No. 4 (22). S. 71-8

3. Litvinov A.E., Chukarin A.N., Review of the current state of structures and types of band saw machines for metal / A.E. Litvinov, A.N. Chukarin A.N., In the collection: Mechanics, equipment, materials and technologies. Electronic collection of scientific articles based on the materials of the international scientific and practical conference. 2019. 133-141pp.

4. Beskopylny A., Meskhi B., Chukarin A., Isaev A. Spectral characteristics of noise during hardening of welds of rod structures// В сборнике: IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. Collection of materials of the International Conference on Modern Trends in Manufacturing Technologies and Equipment: Mechanical Engineering and Materials Science (ICMTMTE 2019). Sevastopol State University, National University of Science and Technology «MISIS», Polzunov Altai State Technical University, Crimean Federal University, Inlink Ltd. and International Union of Machine Builders. 2020. С. 044087.

5. Bazrov BM, Handbook of a mechanical engineer, Volume 2. / BM. Bazrov and V.I. Averchenkov- Moscow. - Mechanical engineering, 6th edition, 2018 - 423p.

УДК: 534.2: 620.179.16
OECD: 1.03.AA

Характеристики волновых процессов в консолидированных средах с учетом контактных явлений между частицами вещества

Аббакумов К.Е.^{1*}, И.Б.Ч.², Сидоренко И.Г.²

¹ Д.т.н., профессор, зав. кафедрой, ² Ассистент

^{1,2} Кафедра «Электроакустика и ультразвуковая техника», Санкт-Петербургский государственный электротехнический университет «ЛЭТИ» им. В.И.Ульянова (Ленина), г. Санкт-Петербург, РФ

Аннотация

В работе рассмотрены особенности формирования информационных сигналов при распространении упругих волн в мелкозернистой консолидированной среде. Получено аналитическое выражение для волнового сопротивления объемных продольных и поперечных волн, полагаемое в основу для вычисления фазовых скоростей эффективных продольных и поперечных волн и свойственных им коэффициентам затухания. Полученные выражения проанализированы с использованием численных оценок для актуальных значений параметров ультразвуковых волн и физико-механических свойств среды. Показано заметное изменение фазовых скоростей и коэффициентов затухания в консолидированных средах по сравнению с монолитными, которое должно учитываться при оценке величин отраженных и прошедших сигналов через соответствующие границы. Приведены результаты численных оценок изменения коэффициентов отражения и прохождения для продольной и поперечной волны через плоскую границу раздела монолитной и консолидированной сред на примере системы «сталь - гранулированный металлургический шлак» в зависимости от частоты и величины коэффициента перфорации, как параметра микрошероховатой границы зерен шлакового наполнителя.

Ключевые слова: зернистость, консолидированные частицы, продольные волны, поперечные волны, затухание упругих волн.

Characteristics of wave processes in consolidated media taking into account contact conditions between particles of substance

Abbakumov K.E.^{1*}, I.B.Ch.², Sidorenko I.G.²

¹ DSc, professor, head of department, ² Assistant

^{1,2} The department of Electroacoustic and Ultrasound Techniques, Saint-Petersburg State Electrotechnical University «LETI» named after V.I. Ulyanov (Lenin), St. Petersburg, Russia

Abstract

The features of the formation of information signals during the propagation of elastic waves in a fine-grained consolidated medium are considered. An analytical expression for the wave impedance of bulk longitudinal and share waves, which is taken as the basis for calculating the phase velocities of effective longitudinal and share waves and the attenuation coefficients is obtained. The obtained expressions are analyzed using numerical estimates for the actual values of the parameters of ultrasonic waves and the physical and mechanical properties of the medium. A noticeable change in phase velocities and attenuation coefficients in consolidated media compared to monolithic ones has been shown, which should be taken into account when

*E-mail: keabbakumov@etu.ru (Аббакумов К.Е.)

assessing the values of reflected and transmitted signals through the corresponding boundaries. The results of numerical estimates of the change in the reflection and transmission coefficients for longitudinal and transverse waves through the plane interface between monolithic and consolidated media are given on the example of the system "steel - granular metallurgical slag" depending on the frequency and value of the perforation coefficient, as a parameter of the microrough grain boundary of the slag filler.

Keywords: *granularity, consolidated particles, longitudinal waves, shear waves, elastic wave attenuation.*

Введение

Как показал опыт проектирования средств ультразвукового контроля, наилучшие результаты обеспечиваются на основании анализа уравнений измерительных тактов приборов контроля и измерений при условии внедрения в их состав подходящей замещающей модели обнаруживаемой и оцениваемой неоднородности [1]. В то же время известно, что подлежащие обнаружения несплошности могут обладать значительным разнообразием своего строения, а определение их параметров может потребовать проведения специальных измерений и исследований на их основе.

В частности в работе [2] при исследовании выявляемости в листах из медных сплавов, получаемых по технологии двойного вакуумного переплава, внутренних расслоений, заполненных графитоподобным веществом, было установлено, что допустимая сходимость теоретических и экспериментальных результатов может быть обеспечена в предположении значительного по величине затухания продольных (а также и поперечных) волн. Что не соответствовало значениям коэффициента затухания известным из справочных данных, полученным для монолитного графита.

Для устранения возникшего противоречия была выдвинута гипотеза о немонолитном «гранулированном» характере строения вещества, заполняющего расслоения в медных сплавах. Данные углубленного металлографического и рентгеноструктурного анализов позволили утверждать, что некоторое число видов неметаллических и других включений в изделиях металлургического и прокатного производства может состоять из отдельных, раздробленных частиц округлой или более сложной формы, соприкасающихся между собой при различной степени сжатия. При чем, округлая форма, наиболее характерна из-за сглаживающего характера воздействия деформирующих напряжений при прокатных технологиях. Деформированные частицы возникающей таким образом эффективной “зернистой” среды могут проявлять, как дискретные колебательные системы с сосредоточенными параметрами, резонансный характер, на что было указано, например, в работе [3]. Из-за этого уровень информационных сигналов от подобных несплошностей может значительно отличаться по сравнению с несплошностями из изотропных, монолитных материалов, что ограничивает возможности использования модели “идеальной” прослойки с плоскими гранями [4, 5]. Важным критерием допустимости подобного подхода является превышение длин продольных и поперечных волн над размерами микрочастиц - длинноволновое (низкочастотное) приближение.

Следуя методике [3], представляет интерес оценить влияние не только “резонансных” свойств совокупностей микровключений, но и учесть имеющиеся при этом потери и различие по отношению к упругим волнам различных типов, а, также, другие, включая различия в распределении по размерам рассеивателей технологического происхождения.

1. Постановка и решение задачи

Следуя рекомендациям [6...10], и принимая во внимание выражение для статической контактной жесткости DG в контактах между зернами,

$$DG = \frac{4\mu a}{1 - \nu}, \quad (1)$$

где μ - модуль сдвига материала зерен, ν - коэффициент Пуассона, a - радиус контактного пятна, имеющего форму круга, а также с учетом комплексности скорости распространения продольной волны $c_{lk} = c_1 + ic_2$, и определении коэффициента затухания продольной волны как $a_{lk}(\omega) = \frac{\omega \cdot c_2}{c_1^2 + c_2^2}$, можно показать, что выражения для эффективной фазовой скорости и коэффициента затухания продольной волны примут следующий вид:

$$c_{lk}(\omega) = \frac{32\pi^2 \rho \omega^3}{27Q \cdot DG} (r_{max}^4 - r_{min}^4) \left(1 + \frac{\eta}{\omega}\right), \quad (2)$$

$$\alpha_{lk}(\omega) = \frac{\omega \cdot \left[\frac{DG}{\pi \omega \rho} \left(\frac{1}{r_{min}^2} - \frac{1}{r_{max}^2} \right) - \frac{32\pi^2 \rho \omega^3}{27Q \cdot DG} (r_{max}^4 - r_{min}^4) \frac{\eta}{\omega} \right]}{\left(\frac{32\pi^2 \rho \omega^3}{27Q \cdot DG} (r_{max}^4 - r_{min}^4) \left(1 + \frac{\eta}{\omega}\right) \right)^2 + \left[\frac{DG}{\pi \omega \rho} \left(\frac{1}{r_{min}^2} - \frac{1}{r_{max}^2} \right) - \frac{32\pi^2 \rho \omega^3}{27Q \cdot DG} (r_{max}^4 - r_{min}^4) \frac{\eta}{\omega} \right]^2} \quad (3)$$

где ω - круговая частота; ρ - плотность материала микрочастиц; Q - механическая добротность эквивалентного осциллятора; r_{max} и r_{min} - максимальный и минимальный радиусы в распределении микрочастиц по размерам; η - коэффициент потерь эквивалентного осциллятора; DG - статическая контактная жесткость по формуле (1).

При рассмотрении взаимодействия поперечной волны с тонким слоем зернистой среды сохранялось значение волнового размера. С учетом $k = c_t/c_l$ - отношения скоростей поперечной и продольной волн в основной неповрежденной среде, можно показать (с учетом [8...11]), что выражения для скорости распространяющейся в зернистой среде поперечной волны и её коэффициента затухания примут вид:

$$c_{tk}(\omega) = \frac{32\pi^2 2\rho \omega^3 k^4}{27Q \cdot DG} (r_{max}^4 - r_{min}^4) \left(1 + \frac{\eta}{\omega}\right) \quad (4)$$

$$\alpha_{tk}(\omega) = \frac{\omega \cdot [A1 - B1 \cdot \eta/\omega]}{[A1(1 + \eta/\omega)]^2 + [B1 - A1 \cdot \eta/\omega]^2} \quad (5)$$

где $A1 = \frac{DG}{\pi \omega \rho k^2} (1/r_{min}^2 - 1/r_{max}^2)$, $B1 = \frac{32\pi^2 \rho \omega^3 k^4}{27Q \cdot DG} (r_{max}^4 - r_{min}^4) \frac{\eta}{\omega}$.

Численные оценки с помощью полученных соотношений (2...5) проводились для широкого диапазона изменения учитываемых параметров, в первую очередь частоты и размеров включений, а их результаты представлены на рис. 1.

По данным [6] величина контактной жесткости принималась равной $DG = 5 \cdot 10^6$ Н/м, а плотность $\rho = 2.65 \cdot 10^3$ кг/м³ (и другие параметры монолитного графита [12]).

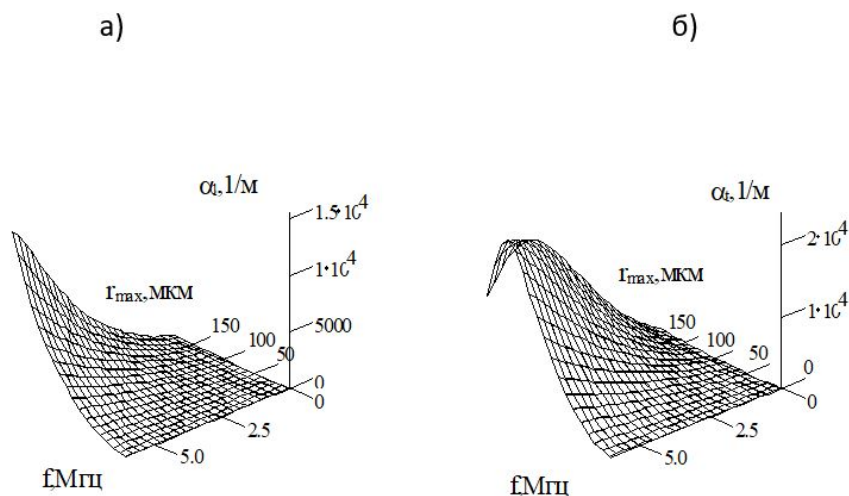


Рис. 1. Зависимости коэффициентов затухания продольных-(а), и поперечных-(б) волн от размеров консолидированных частиц и частоты; r_{min}/r_{max}

В качестве примера, иллюстрирующего значения порядка величины коэффициента затухания, обусловленного контактными явлениями множества консолидированных рассеивателей, и возможности проявления “резонансных” свойств консолидированных включений, на рис. 1 представлены результаты вычислений по формулам (3, 5) значений коэффициента затухания для продольных и поперечных волн, распространяющихся через тонкий слой консолидированных включений с параметрами монолитного графита [13].

Из графиков видно, что затухание поперечных волн по величине может превосходить затухание продольных волн, что ожидалось. Абсолютные значения коэффициента затухания могут достигать в мегагерцовом диапазоне частот несколько десятков и более 1/м. Особую важность, при этом, приобретает значение закона распределения микрочастиц по размерам, определению которого необходимо уделять особое внимание.

В тексте уже отмечалось, что в [3, 11] модель эквивалентных осцилляторов строилась для округлых микрочастиц с “ровными” границами. Можно предположить, что в условиях силового воздействия при металлургических переделах, вызывающих увеличение степени раздробленности микрочастиц вещества расслоения их поверхности могут обрести дополнительную микрошероховатость, учтенную в [12], способную вызвать дополнительную динамическую контактную жесткость в нормальном KGN и тангенциальном KGT направлениях [12]:

$$DG1 = DGN + KGN, \quad (6)$$

$$DG2 = DGN + KGT. \quad (7)$$

Тогда выражения для скоростей эффективных продольной и поперечной волн, соответственно, примут (без учета потерь в эквивалентном осцилляторе) вид:

$$c_{l,g} = \frac{32\pi^2 \rho \omega^3 (r_{max}^4 - r_{min}^4)}{27Q \cdot DG1}, \quad (8)$$

$$c_{t,g} = \frac{32\pi^2 \rho \omega^3 (r_{max}^4 - r_{min}^4) (c_t/c_l)^4}{27Q \cdot DG1}. \quad (9)$$

По формулам (8, 9) проводились вычисления для значений параметров изотропной среды в виде металлургического шлака: $\rho_m = 2400 \text{ кг/м}^3$, $c_l = 4000 \text{ м/с}$; $c_t = 2600 \text{ м/с}$ [14], для размеров включений ($r_{max} = 0,5 \text{ мм}$; $r_{min} = 0,05 \text{ мм}$), контактного пятна ($\alpha = 0,005 \text{ мм}$) и среднего расстояния между сферическими выступами ($d = 0,5 \text{ мм}$). Значение добротности эквивалентных осцилляторов составляло $Q = 50$. В качестве параметра зависимостей выбиралось значение коэффициента перфорации ξ .

На рис. 2 представлена зависимость фазовой скорости продольной волны в консолидированной среде от частоты:

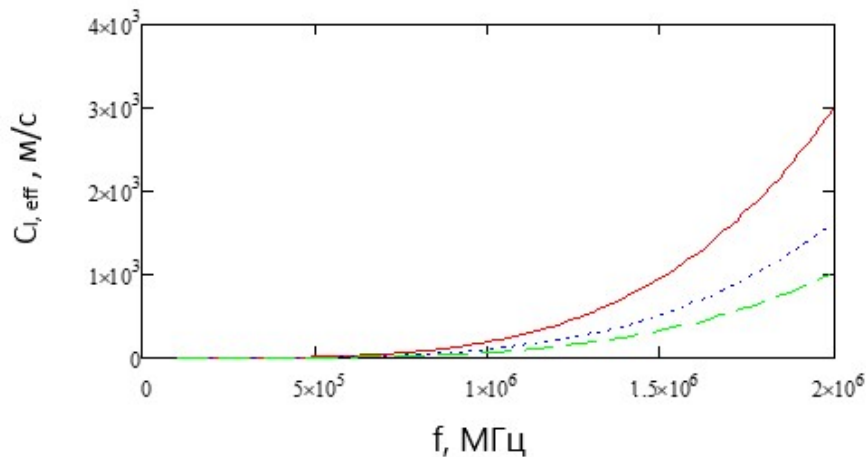


Рис. 2. Зависимость фазовой скорости продольной волны в гранулированной среде от частоты при заданных значениях коэффициента перфорации:
 (—) — $\xi = 0,85$; ($\cdots$) — $\xi = 0,75$; (---) — $\xi = 0,65$

На рис. 3 представлена зависимость фазовой скорости поперечной волны в консолидированной среде от частоты при заданных значениях коэффициента перфорации.

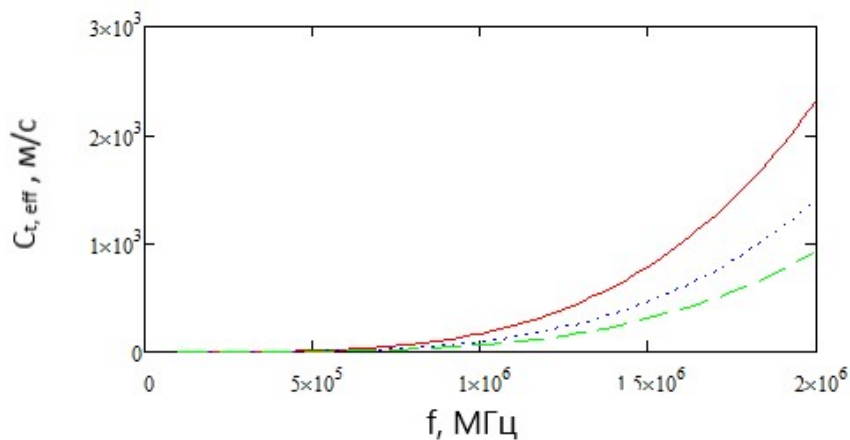


Рис. 3. Зависимость фазовой скорости продольной волны в консолидированной среде от частоты при заданных значениях коэффициента перфорации:
 (—) — $\xi = 0,85$; ($\cdots$) — $\xi = 0,75$; (---) — $\xi = 0,65$

Как видно из графиков в случаях продольной и поперечной волн, значения скоростей увеличиваются с ростом частоты и уменьшаются с уменьшением коэффициента

перфорации. Во всем диапазоне частот и значений параметров микровключений значения фазовых скоростей в гранулированной среде оказывались меньше чем в исходной сплошной монолитной среде.

Подстановка выражений (6) и (7) в (4), (5) позволила получить соотношения для определения влияния параметров динамической жесткости на величину коэффициентов затухания продольных и поперечных волн в гранулированной среде:

$$\alpha_{l,g} = \frac{\omega \cdot \left(\frac{DG1}{\pi\omega\rho} \cdot \left(\frac{1}{r_{min}^2} - \frac{1}{r_{max}^2} \right) \right)}{\left[\frac{32\pi^2\rho\omega^3}{27Q \cdot DG1} \cdot (r_{max}^4 - r_{min}^4) \right]^2 + \left[\frac{DG1}{\pi\omega\rho} \cdot \left(\frac{1}{r_{min}^2} - \frac{1}{r_{max}^2} \right) \right]^2}, \quad (10)$$

$$\alpha_{l,g} = \frac{\omega \cdot \left(\frac{DG2}{\pi\omega\rho} \cdot \left(\frac{1}{r_{min}^2} - \frac{1}{r_{max}^2} \right) \right)}{\left[\frac{32\pi^2\rho\omega^3 \cdot \left(\frac{c_t}{c_l} \right)^4}{27Q \cdot DG2} \cdot (r_{max}^4 - r_{min}^4) \right]^2 + \left[\frac{DG2}{\pi\omega\rho} \cdot \left(\frac{1}{r_{min}^2} - \frac{1}{r_{max}^2} \right) \right]^2}. \quad (11)$$

Используя формулы (10, 11), осуществлялась численная оценка влияния параметров динамической контактной жесткости на величину коэффициента затухания эффективных продольной и поперечной волн. Численные оценки проводились для того же материала и аналогичных значений учитываемых параметров. Результаты вычислений зависимостей коэффициентов затухания продольной и поперечной волн от частоты при заданных значениях величины контактного пятна и величины коэффициента перфорации представлены на рис. 4, 5.

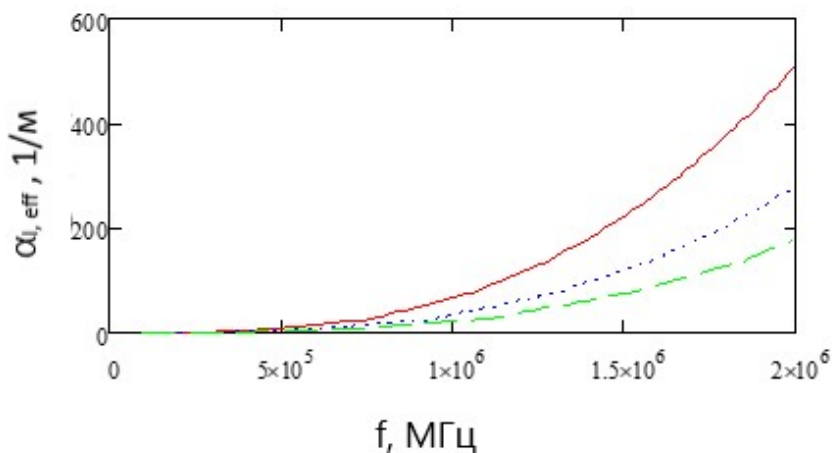


Рис. 4. Зависимость величины коэффициента затухания продольной волны в гранулированной среде от частоты при заданных значениях коэффициента перфорации: (—) — $\xi = 0,85$; (---) — $\xi = 0,75$; (- · -) — $\xi = 0,65$

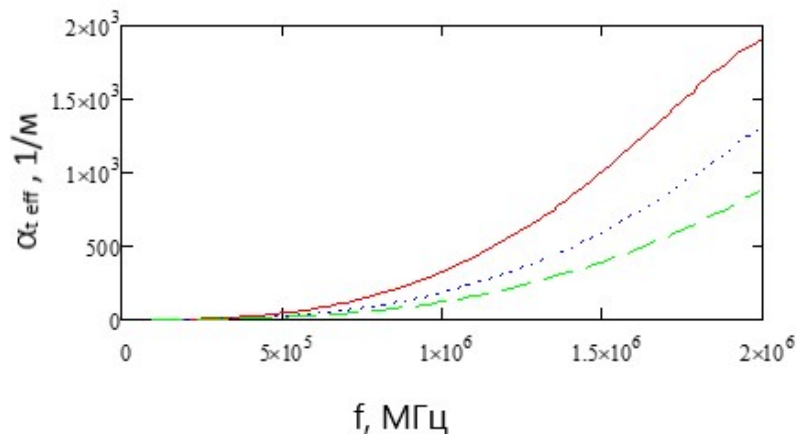


Рис. 5. Зависимость величины коэффициента затухания поперечной волны в гранулированной среде от частоты при заданных значениях коэффициента перфорации: (—) — $\xi = 0,85$; (···) — $\xi = 0,75$; (---) — $\xi = 0,65$

Как следует из графиков абсолютное значение коэффициентов затухания для обоих типов волн возрастает с ростом частоты и убывает с уменьшением коэффициента перфорации. Отметим, что величина коэффициентов затухания в гранулированной среде может более чем на порядок превосходить для сопоставимых параметров значение коэффициентов затухания в монолитной изотропной среде.

Изменение физических параметров гранулированной среды нужно учитывать при оценке отражающей способности и звукопрозрачности плоской границы раздела и плоскопараллельных прослоек, которые могут приобретать частотную зависимость.

В качестве примера приведены результаты вычисления коэффициентов отражения и прохождения для упругих напряжений по известным формулам [4].

На рис. (6) представлены результаты вычислений коэффициентов отражения продольных и поперечных волн при нормальном падении плоской упругой волны для границы "сталь-металлургический шлак" в зависимости от частоты при заданных значениях коэффициента перфорации.

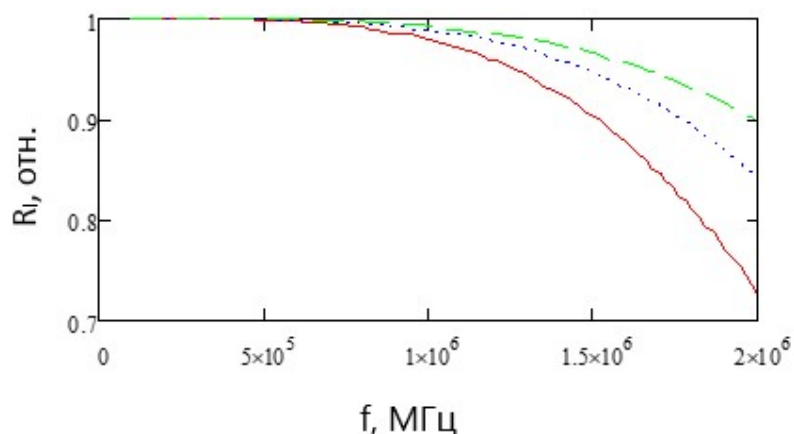


Рис. 6. Зависимость величины коэффициента отражения продольной волны от границы "сталь-гранулированный шлак" от частоты при заданных значениях коэффициента перфорации: (—) — $\xi = 0,85$; (···) — $\xi = 0,75$; (---) — $\xi = 0,65$

Как следует из графиков, коэффициент отражения продольной волны убывает с ростом частоты и коэффициента перфорации. Для сравнения коэффициент отражения от границы "сталь - монолитный шлак" не зависит от частоты и составляет 0,652.

На рис. 7 представлены зависимости коэффициента отражения поперечной волны от частоты при заданных значениях коэффициента перфорации.

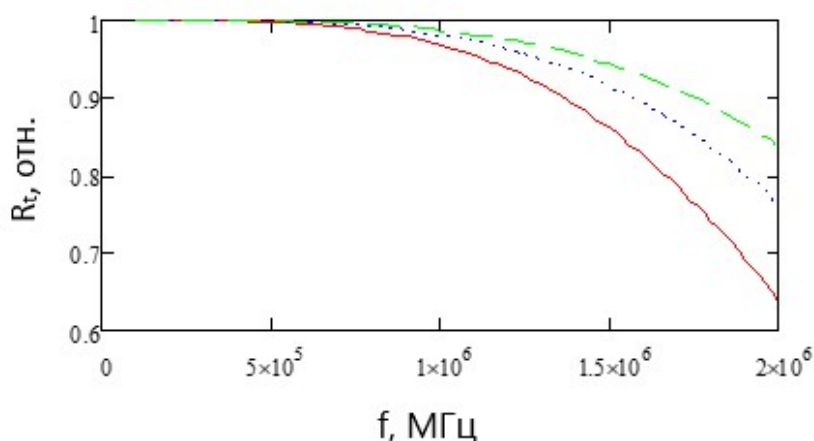


Рис. 7. Зависимость величины коэффициента отражения поперечной волны от границы "сталь-гранулированный шлак" от частоты при заданных значениях коэффициента перфорации: (—) — $\xi = 0,85$; ($\cdots$) — $\xi = 0,75$; (---) — $\xi = 0,65$

Аналогично случаю продольной волны коэффициент отражения поперечной волны убывает с ростом частоты и коэффициента перфорации. Для сравнения коэффициент отражения поперечной волны от границы "сталь - монолитный шлак" не зависит от частоты и составляет 0,603.

На рис. 8, 9 представлены зависимости коэффициента прохождения продольной и поперечной волн, соответственно, через границу "сталь - гранулированный шлак" от частоты при заданных значениях коэффициента перфорации.

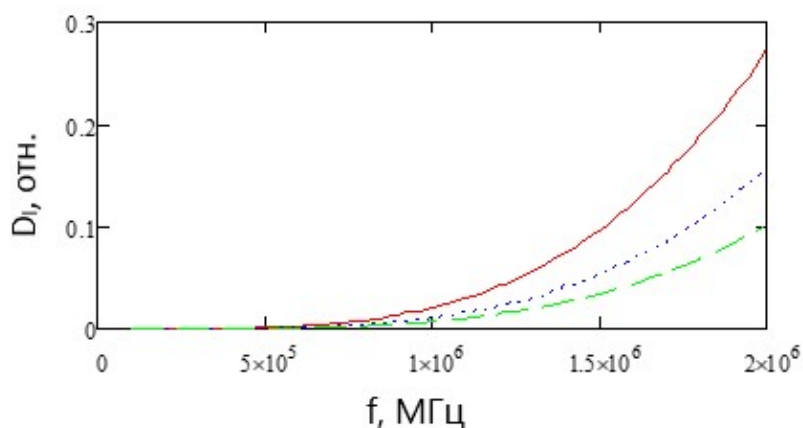


Рис. 8. Зависимость величины коэффициента прохождения продольной волны через границы "сталь-гранулированный шлак" от частоты при заданных значениях коэффициента перфорации: (—) — $\xi = 0,85$; ($\cdots$) — $\xi = 0,75$; (---) — $\xi = 0,65$

Как следует из графиков, абсолютное значение коэффициента прохождения продольной волны возрастает с ростом частоты и коэффициента перфорации.

Для сравнения коэффициент прохождения продольной волны через границы "сталь - монолитный шлак" не зависит от частоты и составляет 0,348.

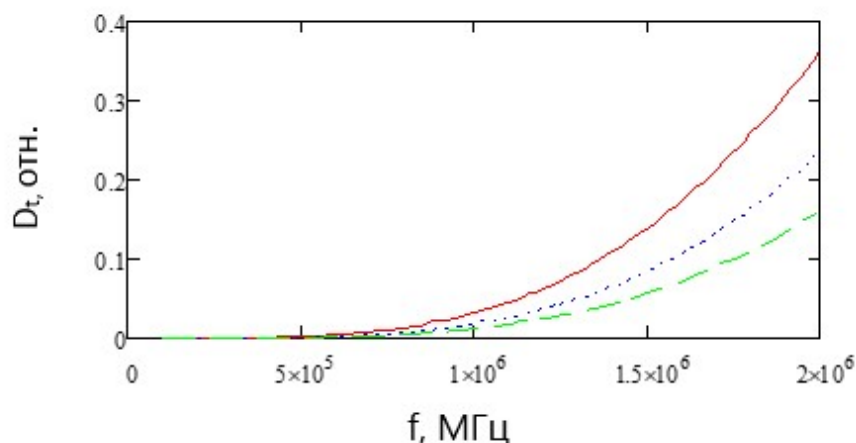


Рис. 9. Зависимость величины коэффициента прохождения поперечной волны через границы "сталь-гранулированный шлак" от частоты при заданных значениях коэффициента перфорации: (—) — $\xi = 0,85$; (···) — $\xi = 0,75$; (— · —) — $\xi = 0,65$

Аналогично случаю продольной волны коэффициент прохождения поперечной волны возрастает с ростом частоты и коэффициента перфорации. Для сравнения коэффициент прохождения поперечной волны через границы "сталь - монолитный шлак" не зависит от частоты и составляет 0,397.

Сравнение численных результатов в сопоставимых случаях позволяет утверждать, что гранулированная среда сильнее отражает и слабее пропускает ультразвук по сравнению с монолитной средой.

Заключение

Изложенное подтверждает состоятельность гипотезы о немонолитном строении вещества, заполняющего расслоения, в результате воздействия деформирующих усилий при металлургических переделах.

Существенным становится, также, соотношение между максимальным и минимальным значениями размеров элементарных рассеивателей, образующих множественную совокупность. Абсолютное значение коэффициента затухания может быть весьма значительным, и быстро нарастает с ростом частоты и увеличением размеров частиц. При определенных соотношениях между длиной распространяющейся волны и размерами включений рассматриваемые зависимости от частоты могут обладать экстремумами. Подобное явление должно таким образом учитываться при оценке отражающих свойств и звукопрозрачности неоднородности, состоящей из раздробленного вещества и контактирующих друг с другом частиц его заполнения.

Список литературы

1. Ультразвуковые преобразователи для неразрушающего контроля/Под общ. ред. И. Н. Ермолова. – М.: Машиностроение, 1986. – 280 с.

2. Аббакумов К.Е., Голубев А.С., Полунин Н.Н. Акустические свойства дефекта типа раскатанного включения графита в листах из медных сплавов//Дефектоскопия.- 1980.- №7.- С.40-45.
3. Быков В.Г. Поглощение упругих волн в тонком слое зернистой среды//Акуст. журн.- 1997.-Т.43, №3.- С.323-328.
4. Бреховских Л.М., Годин О.А. Акустика слоистых сред.- М.: Наука.- 1989.-416с.
5. Кобелев Ю.А. К вопросу о поглощении звуковых волн в тонком слое//Акуст. журн.- 1987.-Т.33, №3.- С.507-509.
6. Файзулин И.С., Шапиро С.А. О затухании упругих волн в горных породах, связанном с рассеянием на дискретных неоднородностях//Докл. АН СССР.-1987.- Т.295, вып. 12.- С. 341-343.
7. Winkler K.W. Contact in granular porous materials: comprasion between theory and experiment//Geophys. Res. Lett. – 1983, V. 10, N 11.–P. 1073-1076.
8. Справочник по триботехнике: В 3 т./Под общ. ред. М. Хебды. - М.: Машиностроение, 1989.- Т.1: Теоретические основы.-400с
9. Ландау Л.Л., Лифшиц Е.М. Теория упругости. – М.: Наука, 1965.– 202 с.
10. Прудников А.П., Брычков Ю.А., Маричев О.И. Интегралы и ряды. – М.: Наука, 1981. – 540 с. – Из содерж.:[формула интеграла].-С.28.
11. Аббакумов К.Е. Рассеивающие свойства металлоизделий в задачах ультразвуковой дефектоскопии: дисс.д-ра техн. наук. СПб: Изд-во СПбГЭТУ "ЛЭТИ", 2000 г.
12. Аббакумов К.Е. Рассеяние плоских упругих волн на микрошероховатой границе раздела твердых сред.//Дефектоскопия, 2017, №7, С.3-13
13. Papadakis E. P. Ultrasonic attenuation caused by Rauleigh scattering by graphite modules in modular cast inn//J.Acoust.Soc.Amer.-1981.-V.70,N3.-P.782
14. Кретов Е.Ф. Ультразвуковая дефектоскопия в энергомашиностроении. СПб, Изд-во "СВЕН", 2007 г.

References

1. Ul'trazvukovye preobrazovateli dlja nerazrushajushhego kontrolja/Pod obshh. red. I. N. Ermolova. – М.: Mashinostroenie, 1986. – 280 s.
2. Abbakumov K.E., Golubev A.S., Polunin N.N. Akusticheskie svojstva defekta tipa raskatannogo vkljuchenija grafita v listah iz mednyh splavov//Defektoskopija.- 1980.- №7.- С.40-45.
3. Bykov V.G. Pogloshhenie uprugih voln v tonkom sloe zernistoj sredy//Akust. zhurn.- 1997.-Т.43, №3.- С.323-328.
4. Brehovskih L.M., Godin O.A. Akustika sloistyh sred.- М.: Nauka.- 1989.-416s.
5. Kobelev Ju.A. K voprosu o pogloshhenii zvukovyh voln v tonkom sloe//Akust. zhurn.- 1987.-Т.33, №3.- С.507-509.
6. Fajzulin I.S., Shapiro S.A. O zatuhanii uprugih voln v gornyh porodah, svjazannom s rassejaniem na diskretnyh neodnorodnostjah//Dokl. AN SSSR.-1987.- Т.295, vyp. 12.- С. 341-343.
7. Winkler K.W. Contact in granular porous materials: comprasion between theory and experiment//Geophys. Res. Lett. – V. 10, N 11.–P. 1073-1076.
8. Spravochnik po tribotehnike: V 3 t./Pod obshh. red. M. Hebdy. - М.: Mashinostroenie, 1989.- Т.1: Teoreticheskie osnovy.-400s
9. Landau L.L., Lifshic E.M. Teorija uprugosti. – М.: Nauka, 1965.– 202 s.

10. Prudnikov A.P., Brychkov Ju.A., Marichev O.I. Integrals i rjady. – M.: Nauka, 1981. – 540 s. – Iz soderzh.: [formula integrala].-S.28.
11. Abbakumov K.E. Scattering properties of metal products in problems of ultrasonic flaw detection: Dissertation,. Dr. tech. sciences. SPb, ETU "LETI", 2000.
12. Abbakumov K.E. Scattering of a Plane Elastic Waves on a Microrough Interface between Solid Media//Defectoscopiya, 2017, № 7, P. 3-13.
13. Papadakis E. P. Ultrasonic attenuation caused by Rauleigh scattering by graphite modules in modular cast inn//J.Acoust.Soc.Amer.-1981.-V.70,N3.-P.782-787.
14. Kretov E.F. Ultrasonic flaw detection in power engineering. SPb, SVEN, 2007.

УДК: 534.835.464

OECD: 1.03.AA

Шумообразование на рабочих местах операторов специальных металлообрабатывающих станков

Элькин Ю.И.¹, Шашурин А.Е.^{2*}, Курченко П.С.³, Васильева В.К.⁴¹ Д.т.н., профессор кафедры «Техносферная безопасность»,
Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет
(МАДИ), г. Москва, РФ² Д.т.н., профессор кафедры «Экология и производственная безопасность»
³ Соискатель⁴ Аспирант кафедры «Экология и производственная безопасность»
^{2,3,4} Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ»
им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, РФ

Аннотация

Повышенный уровень шума при шлифовании, долбежке, обточке является самым значимым фактором при определении специальной оценки условий труда на рабочих местах операторов металлообрабатывающих станков. Зачастую на рабочих местах предельно-допустимые нормы превышены на 15-25 дБА, что является критичным для здоровья человека. Компонировка рабочего места и технологический процесс зачастую не позволяют принимать необходимые меры для снижения шума на пути распространения от станка к рабочей зоне. Авторами статьи предложена методика и алгоритм расчета, позволяющий определять уровни шума от колесошлифовальных станков на рабочих местах операторов. Отмечена необходимость исследования процессов шумообразования в самом станке и снижения шума в источнике.

Ключевые слова: шумообразование, шум на рабочем месте, металлообрабатывающие станки, звуковое поле, диффузность.

Noise generation at the workplaces of the special metalworking machine operators

Elkin Y.I.¹, Shashurin A. E.^{2*}, Kurchenko P. S.³, Vasilyeva V. K.⁴¹ DSc, professor of the department of Technosphere Safety, Moscow Automobile and Construction State
Technical University (MADI), Moscow, Russia² DSc, professor of the department of Ecology and Industrial Safety
³ Applicant⁴ Post-graduate student of the department of Ecology and Industrial Safety
^{2,3,4} Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D. F. Ustinov, St. Petersburg, Russia

Abstract

The increased noise level during grinding, slotting, and turning is the most significant factor in determining a special assessment of working conditions at the workplaces of metalworking machine operators. The maximum permissible standards at workplaces are often exceeded by 15-25 dBA, which is critical for human health. The of workplace layout and technological process do not often allow you to take necessary measures to reduce noise on the propagation path from the machine to the working area. The authors of the article propose

a method and a calculation algorithm that allows determining the noise levels from wheel grinding machines at operators' workplaces. The necessity of studying the processes of noise generation in the machine itself and reducing noise in the source is noted.

Keywords: noise generation, workplace noise, metalworking machines, sound field, diffuseness.

Введение

Целью исследования, результаты которого приведены в данной статье, является теоретический анализ закономерностей нормирования акустических характеристик на рабочих местах станочников специальных колесошлифовальных станков. В качестве исходной зависимости принята расчетная схема (рис. 1) расположение станка в производственном помещении.

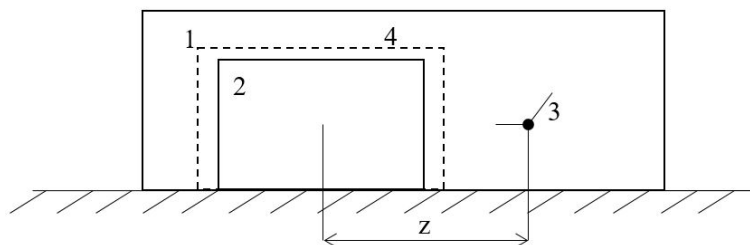


Рис. 1. Расчётная схема уровней шума на рабочих местах станочников:

1 – производственной помещение; 2 – станок; 3 – рабочее место;
4 – система снижения шума.

Некоторые вопросы расчета шума от металлообрабатывающих станков описаны в [1].

1. Обеспечение санитарных норм шума на рабочих местах

Для рабочего места без шумозащитной конструкции уровни шума определяются по формуле:

$$L = L_N + 10 \lg \left(\frac{\chi_m \varphi_m}{2\pi r^2} + \frac{4\psi_n}{B_n} \right), \quad (1)$$

а при наличии системы шумозащиты по формуле:

$$L = L_N + 10 \lg \left(\frac{\chi_m \varphi_m}{2\pi r^2} + \frac{4\psi_c}{B_c} \right) - \text{ЗИ} + 10 \lg \frac{s_c}{\chi_c \varphi_c} + 10 \lg \left(\frac{\chi_m \varphi_m}{2\pi r^2} + \frac{4\psi_n}{B_n} \right), \quad (2)$$

где L_N – уровень звуковой мощности источника, дБ; χ_m – коэффициент искажения звукового поля источника шума; φ_m – коэффициент направленности звукового излучения источника; ψ_n – коэффициент диффузности производственного помещения; ψ_c – коэффициент диффузности звукового поля при наличии источника звукового поля шумозащиты; B_n и B_c – постоянная помещения и системы шумозащиты, м²; χ – поправка на ближнее звуковое поле источника шума; ЗИ – звукоизоляция системы шумозащиты, дБ; $B = \frac{\alpha S}{1-\alpha}$, α – коэффициент звукопоглощения; S – площадь соответствующей поверхности, м²; χ_m определяется по данным таблицы 1 [1].

Таблица 1

Поправка на ближнее поле

Частота, Гц	50 и ниже	63	80	100	125 и выше
χ_m	100	14	4	2	1

$$\begin{aligned} \chi &= 4 \quad \text{при} \quad r/l_{max} < 1 \\ \chi &= 4 - r/l_{max} \quad \text{при} \quad l < r/l_{max} \leq 3 \\ \chi &= 1 \quad \text{при} \quad r/l_{max} > 3, \end{aligned} \quad (3)$$

l_{max} – максимальные габариты источника шума, м;

$$\begin{aligned} \psi &= 1 - 0,3 \frac{B}{S} \quad \text{при} \quad \frac{B}{S} \leq 1,5 \\ \psi &= 0,55 \quad \text{при} \quad \frac{B}{S} > 1,5 \end{aligned} \quad (4)$$

Выбор соответствующих коэффициентов в значительной степени зависит не только в соотношения соответствующих геометрических параметров, но и от условий размещения станков в производственных помещениях. В частности, для данных станков характерны следующие условия эксплуатации.

При шлифовании узлов колесных пар машин подвижного состава с выкаткой, а также транспортных машин на железнодорожном ходу колесошлифовальные станки эксплуатируются в условиях механосборочных цехов, для которых размеры не только узлов колесных пар, но и самих станков намного меньше размеров производственного помещения. В этом случае коэффициент диффузности определяется как:

$$\psi = 1 - 0,3 \frac{B}{S} = \frac{1 - 1,3\alpha}{1 - \alpha} \quad (5)$$

где S – площадь производственного помещения, м².

Для условий шлифования узлов колесных пар подвижного состава локомотив или вагон «накатывается» на станок, который в данном случае располагается в нише ниже уровня пола производственного помещения. В этом случае условия эксплуатации соответствуют и соразмерным помещениям, так как габаритные размеры не только самого станка, но и узлов колесных пар фактически одного порядка с размерами самого помещения. Поэтому коэффициент $\psi = 0,55$.

Что касается коэффициентов искажения поля, то учитывая частоты, на которых уровни звукового давления превышают предельно допустимые значения, а также соотношение расстояния от центра источника до рабочего места и длины узлов колесных пар в расчетах следует принимать $\chi_m = 1$, $\chi_n = 4$.

Выполнение санитарных норм на рабочих местах станочников можно получить, подставив в левую часть выражения сами допустимые октавные уровни шума, тогда в правой части мы получим необходимое решение.

При отсутствии системы шумозащиты источников шума:

$$L_c = L_N + 10lg\left(\frac{0,04S_c}{r^2} + \frac{1 - \alpha_c}{\alpha_c}\right) + 10lg\left(\frac{7 \cdot 10^{-2}}{r^2} + \frac{1 - 1,3\alpha_n}{\alpha_n S_n}\right) + 6 - \text{ЗИ}, \quad (6)$$

где α_n и α_c – частотно-зависимые коэффициенты звукопоглощения производственного помещения и системы шумозащиты; S_n и S_c – площадь производственного помещения и системы шумозащиты, м².

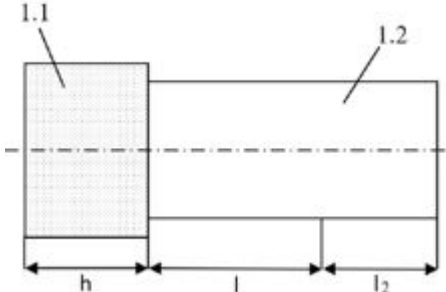
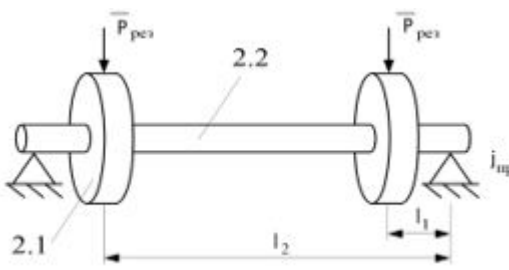
Как видно из полученного выражения практически выполнение санитарных норм шума может быть реализовано только путем подбора звукопоглощающих материалов (согласно частотно-зависимым коэффициентам звукопоглощения), обеспечение требуемой звукоизоляции системы шумозащиты и снижением излучаемой звуковой мощности. Для этого необходимо определить акустические характеристики источников шума.

2. Моделирование источников шума специальных колес шлифовальных станков

Конструктивные особенности станков для шлифования колесных пар и их компоновки дают право предположить, что акустические характеристики, в особенности в тех частотных диапазонах, в которых уровни шума превышают предельно-допустимые значения, создаются звуковым излучением узлов колесных пар и режущего инструмента. Анализ геометрических конфигураций элементов этой подсистемы, способов закрепления позволяет выделить следующие расчетные схемы для исследования процессов виброакустической динамики (см.табл.2).

Таблица 2

Расчетные схемы источников шума при шлифовании колесных пар

№ п/п	Расчетная схема
1.	
2.	

В качестве моделей источников шума приняты:

- круглая пластина для шлифовальных кругов (1.1) и колес (2.1);
- цилиндр ограниченной длины для оправки шлифовального круга (1.2) и оси колес (2.2).

Основными параметрами, необходимыми для расчетов, является акустическая мощность источников и звуковое давление. В общем случае уровни звуковой мощности и

звукового давления определяются следующим образом:

$$L_W = 10 \cdot \lg \frac{W_{\text{ист}}}{10^{-12}}$$

$$L_P = 20 \cdot \lg \frac{P}{2 \cdot 10^{-5}}, \text{ дБ}$$

Выражение звуковой мощности (N) и звукового давления (P) на основе данных исследований [2,3] применительно к вышеуказанным источникам приведены к виду:
для шлифовальных кругов

$$P = 3,8 \frac{R_{\text{кр}} V_k k}{r} \sqrt{\frac{E}{\rho h}}$$

$$N = 3,5 \cdot 10^{-2} R_{\text{кр}}^2 V_k^2 k^2 \frac{E}{\rho h} \quad (7)$$

$$L_P = 20 \lg \frac{R_{\text{кр}} V_k k}{r} + 10 \lg \frac{E}{\rho h} + 106$$

$$L_N = 20 \lg R_{\text{кр}} V_k k + 10 \lg \frac{E}{\rho h} + 105$$

для колеса (как стального элемента)

$$P = 20 \frac{R_{\text{кр}} V_k k}{r} h^{-0,5}$$

$$N = \frac{2,4 \cdot 10^5 R_{\text{кр}}^2 V_k^2 k^2}{h} \quad (8)$$

$$L_P = 20 \lg \frac{R_{\text{кр}} V_k k}{r} - 10 \lg h + 110$$

$$L_N = 20 \lg R_{\text{кр}} V_k k - 10 \lg h + 174$$

Для оправки шлифовального круга и оси колесной пары как цилиндрических стальных излучателей звуковой энергии:

$$P = \frac{70 R V_k \sqrt{f_k}}{\sqrt{r}} \quad (9)$$

$$N = 37,5 R l f_k V_k$$

где R – радиус источника шума, м; V_k – скорость колебаний на собственных частотах, м/с; r – расстояния от источника шума до рабочего места станочника, м; k – коэффициент определяющий собственные частоты колебаний; h – толщина шлифовального круга или колеса, м; E – модуль упругости, Па; ρ – плотность, кг/м³; f_k – собственные частоты колебаний, Гц; l – длина источника шума, м.

Собственные частоты колебаний определяются соответствующими зависимостями: оправки шлифовального круга как консольно-закреплено детали

$$f_k = 5 \cdot 10^2 \left(\frac{2k-1}{l} \right)^2 d_{\text{оп}},$$

оси колесной пары:

при условии шарнирного закрепления

$$f_k = 2 \cdot 10^3 \left(\frac{k}{l} \right)^2 d_{\text{ок}},$$

для условий упруго-диссипативной опоры

$$f_k = 5 \cdot 10^2 \left(\frac{2k+3}{l} \right)^2 d_{\text{ок}},$$

где $d_{\text{оп}}$ и $d_{\text{ок}}$ – диаметры оправки и оси колеса, м.

Тогда уровни звукового давления и звуковой мощности определяются следующими зависимостями:

оправки шлифовального круга

$$\begin{aligned} L_p &= 20lgV_k \left(\frac{2k-1}{l} \right) + 30lgR - 10lgr + 160, \\ L_N &= 10lgV_k + 20lg \frac{2k-1}{l} R + 166, \end{aligned} \quad (10)$$

оси колесной пары при шарнирном закреплении

$$\begin{aligned} L_p &= 20lgV_k \frac{k}{l} + 30lgR - 10lgr + 163, \\ L_N &= 10lg \frac{V_k}{l} + 20lgRk + 172, \end{aligned} \quad (11)$$

оси колесной пары при упруго-диссипативном закреплении

$$\begin{aligned} L_p &= 20lgV_k \frac{2k+3}{l} + 20lgR - 10lgr + 160, \\ L_N &= 10lgV_k l + 20lgR \frac{2k+3}{l} + 166, \end{aligned} \quad (12)$$

Зависимость (9) справедлива для расчета собственных частот колебаний при низких значениях частот вращения, что не соответствует условиям технологического процесса шлифования, реализуемого при скоростях резания до 35 м/с. В этом случае следует учитывать моменты инерционных сил, которые возникают из-за угловых перемещений оси вращающегося шлифовального круга. В следствие этого ось вращения шлифовального круга приобретает с координатными плоскостями xy и xz углы θ_y и θ_z (соответственно), а также моменты инерции шлифовального круга $J_{xi} = J_0$ и $J_{yi} = J_{zi} = J_1$. Моменты, воздействующие со стороны оправки на шлифовальный круг, определяются согласно [4] в том, что производная момента количества движения по времени равна моменту внешних сил. Поскольку угловая скорость шлифовального круга равна $\frac{V_p}{R_k}$ относительно оси вращения, то момент количества определяется по формуле:

$$J_{xi} = J_0 \frac{V_p}{V_k}, \quad (13)$$

а момент количества движения относительно осей y и z (соответственно) и моменты приложения сил:

$$\begin{aligned} L_y &= -J_1 \frac{d\theta_z}{dt} + J_0 \theta_y \frac{V_p}{R_k} \\ L_z &= J_1 \frac{d\theta_y}{dt} + J_0 \theta_z \frac{V_p}{R_k} \\ M_y &= -J_1 \frac{d^2\theta_z}{dt^2} + J_0 \frac{V_p}{R_k} \frac{d\theta_y}{dt} \\ M_z &= J_1 \frac{d^2\theta_y}{dt^2} + J_0 \frac{V_p}{R_k} \frac{d\theta_z}{dt} \end{aligned} \quad (14)$$

Равные по величине, но противоположные по направлению моменты передаются со шлифовального круга на оправку. Следует учесть, что на оправку также действуют силы инерции шлифовального круга $m \frac{d^2\eta}{dt^2}$ и $m \frac{d^2\xi}{dt^2}$, где m – масса круга, кг; η и ξ – проекции полного смещения шлифовального круга на оси y и z .

Используя метод единичных сил [4], выражения для смещения шлифовального круга определяются выражениями:

$$\begin{aligned}\eta &= -m \frac{d^2\eta}{dt^2} \delta_{11} - \left(J_1 \frac{d^2\theta_y}{dt^2} + J_0 \frac{V_p}{R_{kp}} \frac{d\theta_z}{dt} \right) \delta_{12} \\ \theta_y &= -m \frac{d^2\eta}{dt^2} \delta_{12} - \left(J_1 \frac{d^2\theta_y}{dt^2} + J_0 \frac{V_p}{R_{kp}} \frac{d\theta_z}{dt} \right) \delta_{22} \\ \xi &= -m \frac{d^2\xi}{dt^2} \delta_{11} + \left(-J_1 \frac{d^2\theta_z}{dt^2} + J_0 \frac{V_p}{R_{kp}} \frac{d\theta_y}{dt} \right) \delta_{12} \\ \theta_z &= -m \frac{d^2\xi}{dt^2} \delta_{12} + \left(-J_1 \frac{d^2\theta_z}{dt^2} + J_0 \frac{V_p}{R_{kp}} \frac{d\theta_y}{dt} \right) \delta_{22}\end{aligned}\quad (15)$$

где δ_{11} – смещение шлифовального круга от единичной силы; δ_{12} – поворот от действия той же силы; δ_{22} – поворот от действия единичного момента.

Решения системы уравнений задаются следующим образом:

$$\begin{aligned}\eta &= A \cos pt; \quad \frac{d^2\eta}{dt^2} = -Ap^2 \cos pt \\ \xi &= A \sin pt; \quad \frac{d^2\xi}{dt^2} = -Ap^2 \sin pt \\ \theta_y &= \theta \cos pt; \quad \frac{d\theta_y}{dt} = -\theta \sin pt; \quad \frac{d^2\theta_y}{dt^2} = -\theta p^2 \cos pt \\ \theta_z &= \theta \sin pt; \quad \frac{d\theta_z}{dt} = \theta \cos pt; \quad \frac{d^2\theta_z}{dt^2} = -\theta p^2 \sin pt\end{aligned}\quad (16)$$

Подставив выражения (15) в систему (16), получены следующие уравнения вращающейся оправки:

$$\begin{aligned}A(1 - \rho^2 m \delta_{11}) - \theta \left(\rho^2 J_1 - p \frac{V_p}{R_k} J_0 \right) \delta_{12} &= 0 \\ -Ap^2 m \delta_{12} - \theta \left[1 - \left(\rho^2 J_1 - p \frac{V_p}{R_k} J_0 \right) \delta_{22} \right] &= 0\end{aligned}\quad (17)$$

Собственные частоты колебаний находятся из определителя:

$$\begin{vmatrix} 1 - \rho^2 m \delta_{11} & -\left(\rho^2 J_1 - p \frac{V_p}{R_k} J_0 \right) \delta_{12} \\ -\rho^2 m \delta_{12} & 1 - \left(\rho^2 J_1 - p \frac{V_p}{R_k} J_0 \right) \delta_{22} \end{vmatrix} = 0\quad (18)$$

Для условий консольного закрепления шлифовального круга (рис. 1 и табл. 1):

$$\delta_{11} = \frac{l^3}{3EJ}; \quad \delta_{12} = \frac{l^2}{2EJ}; \quad \delta_{22} = \frac{l}{EJ}$$

где E – модуль упругости, Па.

Собственные частоты находятся из определителя:

$$\begin{vmatrix} 1 - \frac{R_k^2 h p l^3}{EJ} \rho^2 & -\left(\rho^2 J_1 - p \frac{V_p}{R_k} J_0 \right) \frac{l^2}{2EJ} \\ -1,6 \frac{R_k^2 p l^2}{EJ} \rho^2 & 1 - \left(\rho^2 J_1 - p \frac{V_p}{R_k} J_0 \right) \frac{l}{EJ} \end{vmatrix} = 0\quad (19)$$

Уравнение для нахождения собственных частот колебаний при вращении изогнутой оси оправки шлифовального круга приведено к виду:

$$0,75 \left(\frac{f_{\text{кв}}}{f_{\text{ко}}} \right)^4 \frac{J_1}{ml^2} \left(1 - \frac{J_0}{J_1} \frac{V_p}{R_k 2\pi f_{\text{кв}}} \right) - \left(\frac{f_{\text{кв}}}{f_{\text{ко}}} \right)^2 \left[1 + \frac{3J_1}{ml^2} \left(1 - \frac{J_0}{J_1} \frac{V_p}{R_k 2\pi f_{\text{кв}}} \right) \right] + 1 = 0 \quad (20)$$

где $f_{\text{кв}}$ – собственные частоты колебаний с учетом вращения, Гц; $f_{\text{ко}}$ – собственные частоты колебаний без учета вращения, Гц.

Таким образом, расчет спектрального состава шума сводится к определению скоростей колебаний источников на собственных частотах. Общий алгоритм расчета приведен на рис. 2 [5,6].

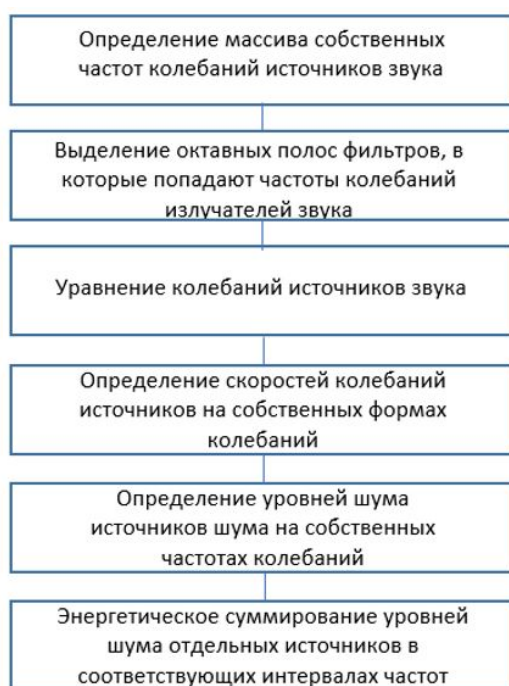


Рис. 2. Общий алгоритм расчета спектров шума на рабочих местах специальных колесошлифовальных станков

Заключение

Указанная методика и алгоритм расчета позволяет определять уровни шума от колесошлифовальных станков на рабочих местах операторов. Идентифицированы источники шума, создающие превышения уровней звукового давления на рабочих местах операторов при шлифовании колес. Обоснованы модели виброакустической динамики колебательной системы «шлифовальный круг – колесо».

В дальнейшем для снижения уровней шума необходимо будет раскрыть взаимосвязь между спектрами шума на рабочих местах операторов, геометрическими, физико-механическими характеристиками инструмента и заготовок, а также параметрами технологического процесса шлифования.

Список литературы

1. Shashurin A., Goguadze M., Lubianchenko A. Experimental studies on the noise and vibration of a special boring machine due to formation of the operator's workplace sound field. AKUSTIKA, Volume 34, 2019, с. 100-104 - ISSN 1801-9064.

2. Shashurin A., Gogvadze M., Elkin Y., Buzhinskiy K. Analysis of the experimental study of the axle lathe machine vibroacoustic characteristics for workplace noise reduction. *AKUSTIKA*, Volume 34, 2019, с. 104-107 - ISSN 1801-90643.

3. Иванов А.И., Никифоров А.С. Основы виброакустики: Учебник для вузов. - СПб.: Политехника, 2000. - 482 с.

4. Чукарин А.Н., Теория и методы акустических расчетов и проектирования технологических машин для механической обработки / А.Н. Чукарин – Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2004. – 152 с.

5. Расчеты на прочность в машиностроении / Под ред. С.Д. Пономарева. - М.: Машгиз, 1959. - 884с.

6. Косилова А.Г., Мещеряков Р.П., Справочник технолога машиностроителя / В 2-х т. Т. 1-4-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1986. - 656 с., илл.

References

1. Shashurin A., Gogvadze M., Lubianchenko A. Experimental studies on the noise and vibration of a special boring machine due to formation of the operator's workplace sound field. *AKUSTIKA*, Volume 34, 2019, с. 100-104 - ISSN 1801-9064.

2. Shashurin A., Gogvadze M., Elkin Y., Buzhinskiy K. Analysis of the experimental study of the axle lathe machine vibroacoustic characteristics for workplace noise reduction. *AKUSTIKA*, Volume 34, 2019, с. 104-107 - ISSN 1801-90643.

3. Ivanov A.I., Nikiforov A.S. Vibroacoustics Basics: A Tutorial for universities. - SPb.: Polytechnic, 2000. - 482 p.

4. Chukarin, A.N. Theory and methods of acoustic calculations and design of technological machines for mechanical processing / A.N. Chukarin. - Rostov n / a: Publishing Center DSTU, 2004. – 152 p.

5. Ed. S. D. Ponomarev, Strength calculations in mechanical engineering / - M.: Mashgiz, 1959. – 884p.

6. Kosilova A.G., Meshcheryakov R.P., Handbook of a mechanical engineer / In 2 volumes. Vol. 1-4 ed., Revised. and add. - M.: Mashinostroenie, 1986. – 656 p., Ill.

УДК: 534.835.464
OECD: 01.03.AA

Вывод зависимостей скоростей колебаний узла обработки для определения акустических характеристик металлообрабатывающих станков

Курченко П.С.

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

Аннотация

Проведённый анализ условий труда операторов металлообрабатывающих шлифовальных станков показал, что среди комплекса опасных и вредных производственных факторов именно уровни шума чаще всего превышают санитарные нормы на указанных рабочих местах. Защита от шума на рабочих местах операторов шлифовальных станков металлообрабатывающих предприятий является актуальной научно-практической задачей. Снижение шума на пути распространения и применение средств индивидуальной защиты не дают желаемого результата, поэтому необходимо снижать уровни шума непосредственно в самих источниках. При этом Основными источниками шума являются инструмент и заготовка. Анализ повышения уровня безопасности труда операторов и улучшение эксплуатационных характеристик станков представляет собой актуальную задачу в связи с внедрением научно-обоснованных методик. Усугубляет ситуацию, устаревший парк станочного оборудования, в результате показатели безопасности труда превышают норму, и в большинстве случаев уровень шума. В статье определены уровни виброскорости из дифференциальных уравнений колебаний для двух ситуаций, связанных с соотношениями изгибной жесткости консольной части узла резания и осескоростей шпиндельных узлов оправки.

Ключевые слова: уровень шума, виброскорости, звуковое поле, колебания, демпфирование.

Derivation of dependences of the processing unit oscillation rates for determining the acoustic performance of metalworking machines

Kurchenko P.S.

Applicant, Baltic State Technical University "VOENMEH" named after D.F. Ustinov, St. Petersburg, Russia

Abstract

The analysis of the working conditions of the metalworking grinding machine operators showed that among the complex of dangerous and harmful production factors, it is the noise levels that most often exceed the sanitary standards at these workplaces. Noise protection in the workplace of the grinding machine operators at metalworking enterprises is an urgent scientific and practical task. Noise reduction on the propagation path and using personal protective gear do not give the desired result, so it is necessary to reduce noise levels directly in the sources themselves. In this case, the main sources of noise are the tool and the workpiece. The analysis of increasing the level of the operators' safety and improving the operational characteristics of machine tools is an urgent task in connection with the introduction of the scientifically based methods. The situation is aggravated

by an outdated machinery fleet, as a result of which the safety indicators exceed the norm and in most cases the noise level. The article determines the vibration velocity levels from the vibration differential equations for two situations related to the relationships of the bending stiffness of the cantilever part of the cutting unit and the axial velocities of the mandrel spindle units.

Keywords: noise level, vibration velocity, sound field, vibration, damping.

Введение

Проведённый автором анализ условий труда операторов металлообрабатывающих шлифовальных станков показал, что среди комплекса опасных и вредных производственных факторов уровни шума чаще всего превышают санитарные нормы на рабочих местах операторов. Были идентифицированы источники шумообразования, звуковое излучения, которых и создает уровни звукового давления на рабочих местах операторов, превышающие нормативные величины. Значения виброскоростей шлифовального круга определяются из дифференциальных уравнений колебаний для двух ситуаций, связанных с соотношениями изгибной жесткости консольной части узла резания и осескоростей шпиндельных узлов оправки.

1. Определение сил, действующих на инструмент

При малой длине консольной узла шпинделя ($l < 3d_{шпд}$) можно предположить, что шлифовальный круг представляет собой консольно-закрепленный элемент. В этом случае при шлифовании на режущий инструмент действуют следующие силы:

$F_{и}$ – сила инерции, Н;

F_{y} – сила упругости, Н;

$F_{д}$ – сила демпфирования, Н;

$F_{р}$ – сила резания, Н.

Согласно закону Даламбера, уравнение колебаний в векторной форме примет вид:

$$\overline{F}_{и} + \overline{F}_{y} + \overline{F}_{д} + \overline{F}_{р} = 0 \quad (1)$$

Составляющие силовых воздействий определяются соотношениями:

$$\begin{aligned} \overline{F}_{и} &= -m \frac{d^2 z}{dt^2} \vec{i} \\ \overline{F}_{д} &= \varepsilon \frac{d^2 z}{dt^2} \vec{i} \\ \overline{F}_{y} &= j \frac{d^2 z}{dt^2} \vec{i} \end{aligned} \quad (2)$$

$\vec{i}$ – единичный орт в направлении оси OZ; m – масса шлифовального круга, кг.

Обобщенный коэффициент демпфирования определяется известной зависимостью:

$$\varepsilon = \frac{2m}{T} \delta_0$$

где T – период колебаний, с; δ_0 – эффективный коэффициент потерь колебательной энергии.

Используя уравнение (1) в проекциях на оси координат, получено выражение:

$$m \frac{d^2 z}{dt^2} + \varepsilon \frac{dz}{dt} + j_2 z = F_p \sin \left(\frac{V_p}{R_{пл}} t + \varphi \right) \quad (3)$$

Сила резания при шлифовании, согласно нормативам режимов резания, определяется по формуле [3] (согласно скорости резания, составляющей 35 м/с):

$$F(t) = \frac{2,65 \cdot 10^3 V_3^{0,5} d^{0,5} S_p^{0,55} b}{70} \sin\left(\frac{70}{d}t + \varphi\right) = 44 \cdot V_3^{0,5} d^{1,2} S_p^{0,55} b \cdot \sin\left(\frac{35}{R_{\text{исх}}}t + \varphi\right), \quad (4)$$

где S_p – радиальная подача, мм/об; V_3 – скорость вращения заготовки, м/с; d – диаметр шлифовального круга, м; b – ширина шлифования, мм;

$$\varphi = \arctg \frac{V_3}{35}.$$

Для расчетов скоростей колебаний целесообразно использовать не периоды колебаний, а собственные частоты, которые для шлифовального круга по данным исследований [3,4] приведены к виду

$$f_k = \frac{k}{2R_{ko}} \sqrt{\frac{E}{\rho h}}.$$

Тогда уравнение (3) примет вид

$$z'' + \delta_0 \frac{k}{R_{kp}} \sqrt{\frac{E}{\rho h}} z' + 10 \frac{k^2}{R_k^2} \frac{E}{\rho h} z = F_p \sin\left(\frac{35}{R_{ko}}t + \varphi\right) \quad (5)$$

Общее решение данного уравнения, учитывая, что

$$10 \frac{k^2}{R_k^2} \frac{E}{\rho h} > \frac{\delta}{\varphi} \frac{k^2}{R_{kp}} \frac{E}{\rho h}$$

определяется выражением:

$$z_0 = l^{\alpha t} (C_1 \cos \beta t + C_{12} \sin \beta t),$$

$$\beta = 2,6 \frac{k}{R_{kp}} \sqrt{\frac{E}{\rho h}}; \quad \alpha = -\frac{k}{R_{kp}} \sqrt{\frac{E}{\rho h}} \delta_0.$$

Частное решение получено в следующем виде:

$$z_2 = \frac{F}{m R_k^2} \frac{(\sin \frac{35}{R_{kp}}t + \varphi)}{\sqrt{(10 \frac{k^2 E}{\rho h} - 1,2 \cdot 10^3)^2 + 4,3 \cdot 10^2 \frac{E}{\rho h} \delta_0^2}}. \quad (6)$$

Постоянные интегрирования определяются для двух вариантов компоновки узла резания. Для условия, когда изгибная жесткость консольной части узла шлифования больше жесткости шпиндельных опор оправки, начальные условия имеет вид:

$$t = 0, z = \frac{0,4 F_p l^3}{E R_{kp}^4} \text{ и } \frac{dz}{dt} = 0, \text{ тогда } C_1 = \frac{0,4 F_p l^3}{E R_{kp}^4}.$$

Решение уравнения в данном случае получено в следующем виде:

$$z = \frac{0,4 F_p l^3}{E R_{kp}^4} l^{\alpha t} \cos \beta t + \frac{(\sin \frac{35}{R_{kp}}t + \varphi)}{\sqrt{(10 \frac{k^2 E}{\rho h} - 1,2 \cdot 10^3)^2 + 1,4 \cdot 10^4 \frac{E}{\rho h}}}. \quad (7)$$

Скорости колебаний на собственных частотах определяются по формуле:

$$V_k = \sum_{k=1}^{k^x} \frac{1,1F_p l^3}{ER_{kp}^5} k \sqrt{\frac{E}{\rho h}} l^{\alpha t} \sin(\beta t - 0,37\pi) + \frac{35F_p}{mR_k^3} \frac{(\cos \frac{35}{R_{kp}} t + \varphi)}{\sqrt{(10 \frac{k^2 E}{\rho h} - 1,2 \cdot 10^3)^2 + 4,8 \cdot 10^3 \frac{k^2 E}{\rho h} \delta_0^2}} \quad (8)$$

С учетом жесткости опор оправки шлифовального круга скорость колебаний определяется по формуле:

$$V_h = F_p \left(\sum_{k=1}^{k^x} \frac{(l + l_1)^2}{j_A l_1^2} + \left(\frac{l}{l_1} \right)^2 \frac{1}{j_B} + \frac{2 \cdot 10^{-12} l^2 l_1}{R_0^4} + \frac{0,4 l^3}{ER_{kp}^2} \right) \cdot \frac{k}{2R_{kp}} \sqrt{\frac{E}{\rho h}} l^{\alpha t} \cdot \sin(\beta t - 0,37\pi) + \frac{35F_p}{mR_k^3} \frac{(\cos \frac{35}{R_{kp}} t + \varphi)}{\sqrt{(10 \frac{k^2 E}{\rho h} - 1,2 \cdot 10^3)^2 + 4,8 \cdot 10^3 \frac{k^2 E}{\rho h} \delta_0^2}} \quad (9)$$

где k^x – коэффициент, характеризующий максимальную собственную частоту колебаний, попадающую в нормативный частотный диапазон (до 11200 Гц); j_A и j_B – жесткости опор оправки шлифовального круга, н/м.

Шлифовальные круги определенных геометрических конструкций следует аппроксимировать не круглыми пластинами, а толстостенными кольцами. В этом случае по данным исследований [4] собственные частоты колебаний определяются по формуле:

$$f_k = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{EJh^2(k^2 - 1)^2}{m_0 R^4(k^2 + 1)}} - \frac{P_0 k^2(k^2 - 1)}{Rm_0(k^2 + 1)} \quad (10)$$

Для расчетной схемы (рис. 1) уравнение проекцией сил на радиус имеет вид:

$$dm_0 u - Nd\varphi^4 + PS = 0$$

где m_0 – масса единицы длины, кг/м;

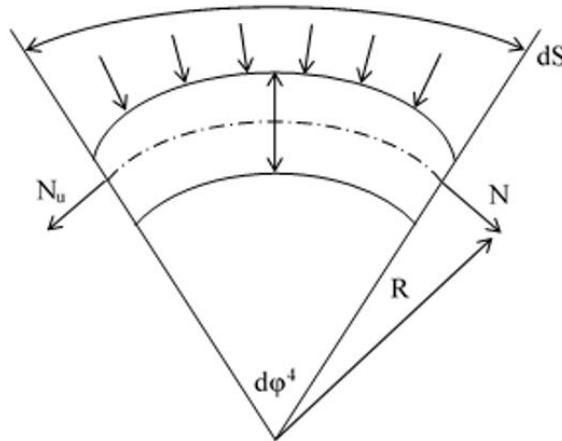


Рис. 1. Расчетная схема

P – давление, определяемое как $P = \frac{(F_p \sin \frac{V}{R_{kp}} + \varphi)}{\pi D_n}$, D_n – наружный диаметр шлифовального круга, м;

$$m_0 = \frac{\rho h(R_n^2 - R_b^2)}{2R_n}; \quad R = \frac{R_n + R_b}{2}$$

$R_{\text{в}}$ - внутренний диаметр, м; h - толщина шлифовального круга, м.

Продольное усилие N , выраженное через перемещение кольца, определяется по формуле:

$$N = EF \frac{U}{R},$$

где $F = \pi(R_{\text{н}}^2 - R_{\text{в}}^2)$.

Поскольку шлифовальный круг вращается с частотой $\omega = VR$, то на него воздействует радиальная сила:

$$F_{\text{пад}} = m_0(VR)^2 u$$

тогда уравнение колебаний примет вид:

$$\ddot{u} + \left[\frac{EF}{m_0 R^2} - (VR)^2 \right] u = \frac{F_p}{2R_{\text{н}}} \sin \left(\frac{V}{R_{\text{н}}} t + \varphi \right) \quad (11)$$

Действительная часть скорости колебаний определяется выражением:

$$R_e\{V\} = \frac{F_p V}{2R_{\text{н}}^2} \frac{\left[\frac{EF}{m_0 R^2} - (VR)^2 \right] \cos \left(\frac{V}{R_{\text{н}}} t + \varphi \right)}{\left[\frac{EF}{m_0 R^2} - (VR)^2 \right]^2 + \left(\frac{EF\eta}{m_0 R^2} \right)^2} \quad (12)$$

2. Определение виброскоростей инструмента консольной части узла резания и осескоростей шпиндельных узлов оправки

2.1. Вывод зависимостей скоростей колебаний оправки шлифовального круга

При длине консольной части оправки, значительно превышающей толщину шлифовального круга, ее целесообразно рассматривать как консольно-закрепленную систему с распределенной массой. На свободном конце оправки приложено силовое воздействие, координата которого неизменна относительно координаты закрепления. В этом случае колебания оправки описываются системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned} \frac{d^2 z_1}{dt^2} + 10^7 d_0^2 \left(\frac{10k-1}{l} \right)^4 z_1 &= \frac{2 \cdot 10^{-4} F_p}{d_0^2 l} \sin \left(\frac{35}{R_{kp}} t + \varphi \right) \\ \frac{d^2 z_2}{dt^2} + 10^7 d_0^2 \left(\frac{6k+1}{l} \right)^4 z_2 &= \frac{2 \cdot 10^{-4} F_p}{d_0^2 l} \sin \left(\frac{35}{R_{kp}} t + \varphi \right) \\ \frac{d^2 z_3}{dt^2} + 10^7 d_0^2 \left(\frac{6k-1}{l} \right)^4 z_3 &= \frac{8 \cdot 10^{-4} F_p}{d_0^2 l} \sin \left(\frac{35}{R_{kp}} t + \varphi \right) \\ \frac{d^2 z_4}{dt^2} + 10^7 d_0^2 \left(\frac{6k-1}{l} \right)^4 z_4 &= \frac{8 \cdot 10^{-4} F_p}{d_0^2 l} \sin \left(\frac{35}{R_{kp}} t + \varphi \right) \\ \frac{d^2 z_5}{dt^2} + 10^7 d_0^2 \left(\frac{10k-1}{l} \right)^4 z_5 &= \frac{3,2 \cdot 10^{-4} F_p}{d_0^2 l} \sin \left(\frac{35}{R_{kp}} t + \varphi \right) \end{aligned} \quad (13)$$

Решение уравнений относительно модуля действительной части скоростей колебаний с учетом коэффициентов потерь колебательной энергии получены в следующем виде:

$$\begin{aligned}
 \{R_e V_{k1}\} &= \frac{7 \cdot 10^{-3} F_p}{d_0^2 l R_{kp}} \sum_{k=1}^{k^x} \frac{\left[10^7 d_0^2 \left(\frac{10k-1}{l}\right)^4 - \frac{1,2 \cdot 10^3}{R_{kp}^2}\right] \cos\left(\frac{35}{R_{kp}} t + \varphi\right)}{\left[10^7 d_0^2 \left(\frac{10k-1}{l}\right)^4 - \frac{1,2 \cdot 10^3}{R_{kp}^2}\right]^2 + 10^{14} d_0^4 \eta^2 \left(\frac{10k-1}{l}\right)^8} \\
 \{R_e V_{k2}\} &= \frac{7 \cdot 10^{-3} F_p}{d_0^2 l R_{kp}} \sum_{k=1}^{k^x} \frac{\left[10^7 d_0^2 \left(\frac{6k+1}{l}\right)^4 - \frac{1,2 \cdot 10^3}{R_{kp}^2}\right] \cos\left(\frac{35}{R_{kp}} t + \varphi\right)}{\left[10^7 d_0^2 \left(\frac{6k+1}{l}\right)^4 - \frac{1,2 \cdot 10^3}{R_{kp}^2}\right]^2 + 10^{14} d_0^4 \eta^2 \left(\frac{6k+1}{l}\right)^8} \\
 \{R_e V_{k3}\} &= \frac{2,8 \cdot 10^{-2} F_p}{d_0^2 l R_{kp}} \sum_{k=1}^{k^x} \frac{\left[10^7 d_0^2 \left(\frac{6k-1}{l}\right)^4 - \frac{1,2 \cdot 10^3}{R_{kp}^2}\right] \cos\left(\frac{35}{R_{kp}} t + \varphi\right)}{\left[10^7 d_0^2 \left(\frac{6k-1}{l}\right)^4 - \frac{1,2 \cdot 10^3}{R_{kp}^2}\right]^2 + 10^{14} d_0^4 \eta^2 \left(\frac{6k-1}{l}\right)^8} \\
 \{R_e V_{k4}\} &= \frac{2,8 \cdot 10^{-2} F_p}{d_0^2 l R_{kp}} \sum_{k=1}^{k^x} \frac{\left[10^7 d_0^2 \left(\frac{2k+1}{l}\right)^4 - \frac{1,2 \cdot 10^3}{R_{kp}^2}\right] \cos\left(\frac{35}{R_{kp}} t + \varphi\right)}{\left[10^7 d_0^2 \left(\frac{2k+1}{l}\right)^4 - \frac{1,2 \cdot 10^3}{R_{kp}^2}\right]^2 + 10^{14} d_0^4 \eta^2 \left(\frac{2k+1}{l}\right)^8} \\
 \{R_e V_{k5}\} &= \frac{1,1 \cdot 10^{-2} F_p}{d_0^2 l R_{kp}} \sum_{k=1}^{k^x} \frac{\left[10^7 d_0^2 \left(\frac{2k-1}{l}\right)^4 - \frac{1,2 \cdot 10^3}{R_{kp}^2}\right] \cos\left(\frac{35}{R_{kp}} t + \varphi\right)}{\left[10^7 d_0^2 \left(\frac{2k-1}{l}\right)^4 - \frac{1,2 \cdot 10^3}{R_{kp}^2}\right]^2 + 10^{14} d_0^4 \eta^2 \left(\frac{2k-1}{l}\right)^8}
 \end{aligned} \tag{14}$$

Скорость колебаний оправки шлифовального круга, которая подставляется в зависимости уровней звукового давления и звуковой мощности, определяется как:

$$V_k = \sum_{i=1}^5 V_{ki} \tag{15}$$

2.2. Вывод зависимостей скоростей колебаний узла колесных пар

Силовое воздействие т.е. сила резания при шлифовании имеет гармонический характер. Колеса относительно опор колесной оси расположены симметрично. При шлифовании одного колеса амплитуду смещения представим в виде [4]:

$$y = \sum_{k=1}^{\infty} y_k(x) f_k(t), \tag{16}$$

где $y_k(x)$ – прогиб при k -том нормальном колебании; $f_k(t)$ – функции времени, определяемая из уравнения:

$$f_k(t) + \alpha^2 f_k(t) = \psi_k(t) \tag{17}$$

где $\psi_k(t)$ – выражается в зависимости от возмущающей сил формулой:

$$\psi_k(t) = \frac{\sum_{k=1}^{\infty} y_k(x) f_k(t)}{\int_0^l y_k^2(x) dx \cdot m_0} \tag{18}$$

где в числителе стоит сумма произведений возмущающих сил на перемещение точек их приложений при k -том нормальном колебании. Для балки на двух шарнирных опорах:

$$y_k(z) = \sin \frac{\pi k x}{l}$$

Таким образом:

$$\begin{aligned} \int_0^l y_k^2(z) dz &= \frac{m_0 l}{2}; & y_k &= \sin \frac{\pi k l_1}{2l} \\ \psi_k(t) &= \frac{2 \sin \frac{\pi k l_1}{2l}}{m_0 l}; & P(t) &= \frac{2 \sin \frac{\pi k l_1}{2l}}{m_0 l} \sin \left(\frac{35}{R_{kp}} t + \varphi \right) \end{aligned} \quad (19)$$

Для стальной конструкции уравнение, определявшее функцию $f_k(t)$, примет вид:

$$f_k''(t) + 1,3 \cdot 10^7 \left(\frac{k}{l} \right)^4 \frac{d_k^3}{h_k} = \frac{2,6 \cdot 10^{-4} F_p}{h_k l} \sin \left(\frac{35}{R_{kp}} t + \varphi \right) \quad (20)$$

Решение уравнения относительно действительной части скорости колебаний получено в следующем виде:

$$V_k = \frac{9 \cdot 10^{-3} F_p}{h_k l R_{kp}} \sum_{k=1}^{k^x} \sin \frac{\pi k l_1}{l} \frac{\left[1,3 \cdot 10^7 \left(\frac{k}{l} \right)^4 - \frac{1,2 \cdot 10^3}{R_{kp}^2} \right] \cos \left(\frac{35}{R_{kp}} t + \varphi \right)}{\left[1,3 \cdot 10^7 \left(\frac{k}{l} \right)^4 - \frac{1,2 \cdot 10^3}{R_{kp}^2} \right]^2 + 1,7 \cdot 10^{14} \eta^2 \left(\frac{k}{l} \right)^8 \frac{d_k^6}{h_k^2}} \quad (21)$$

где h_k – толщина обода колеса, м; d_k – диаметр колеса, м.

При одновременном шлифовании двух колес на систему действуют возмущающие силы, которые можно принять равными по амплитуде и частоте. Поскольку в данном случае рассматривается процесс шумообразования, то можно ограничиться только изгибными колебаниями и предложить, что смещение масс m_1 и m_2 происходят в плоскости OY и OZ . Такое допущение может быть принято в силу того, что изгибная жесткость такой системы намного меньше продольной (в направлении оси OX). Вследствие высокой жесткости такая система имеет высокочастотный спектр собственных форм колебаний [5].

Дифференциальное уравнение, определяющее функцию f_k , определяется следующим образом:

$$f_k'' + R_k^2 = T_k P_k \sin \left(\frac{35}{R_{kp}} t + \varphi \right) \quad (22)$$

где величины T_k определяются следующим образом:

$$T_k = \frac{P_0 V_k}{P_k^2 \sum m_i y_{ik}^2}$$

Решение данного уравнения имеет вид:

$$f_k(t) = T_k \frac{P_k^2}{P_k^2 - \omega^2} \sin \left(\frac{35}{R_{kp}} t + \varphi \right) \quad (23)$$

Подставляя функцию $f_k(t)$ в выражение для смещений, получим:

$$\begin{aligned} u &= f_1(t) y_1 + f_2(t) y_2 = T_1 \frac{V_1}{1 - \frac{\omega^2}{P_k^2}} \sin \left(\frac{35}{R_{kp}} t + \varphi \right) + T_2 \frac{V_2}{1 - \frac{\omega^2}{P_k^2}} \sin \left(\frac{35}{R_{kp}} t + \varphi \right) \\ T_1 &= \frac{P_0 V_1}{P_k (m y_{11}^2 + m y_{21}^2)} = \frac{F_0 l^3}{96 E J}; & T_2 &= \frac{P_0 V_2}{P_k (m y_{12}^2 + m y_{22}^2)} = \frac{F_0 l^3}{786 E J} \end{aligned} \quad (24)$$

$$\begin{aligned} u_1 &= \frac{F_0 l^3}{96 E J} \frac{1}{1 - \frac{\omega^2}{P_k^2}} \sin\left(\frac{35}{R_{kp}} t + \varphi\right) + \frac{F_0 l^3}{786 E J} \frac{1}{1 - \frac{\omega^2}{P_k^2}} \sin\left(\frac{35}{R_{kp}} t + \varphi\right) \\ u_{21} &= \frac{F_0 l^3}{96 E J} \frac{1}{1 - \frac{\omega^2}{P_k^2}} \sin\left(\frac{35}{R_{kp}} t + \varphi\right) - \frac{F_0 l^3}{786 E J} \frac{1}{1 - \frac{\omega^2}{P_k^2}} \sin\left(\frac{35}{R_{kp}} t + \varphi\right) \end{aligned} \quad (25)$$

Максимальные значения скоростей колебаний определяются следующими зависимостями:

$$V_{kmax} = \frac{3,5 \cdot 10^{-12}}{d_k^4 R_{kp}} \sum_{k=1}^{k^x} \sin \frac{\pi k l_1}{l} \frac{(1 + \eta^2)^{-0,5} k^2 h_k^3}{k^2 h_k^3 - 2,4 \cdot 10^{-4} d_k^6} \quad (26)$$

Дифференциальное уравнение колебаний оси имеет вид:

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + \frac{E J}{m_0} \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} = \frac{P(t)}{m_0} \delta(x - x_0) \quad (27)$$

где m_0 – распределенная масс оси, кг/м; x_0 – координата приложения силового воздействия.

Для стальной оси с постоянными значениями координат приложения силового воздействия уравнение примет вид:

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + 1,7 \cdot 10^6 d^2 \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} = P(t) \delta(x - x_0) \quad (28)$$

Используя метод разделения переменных для условий шарнирного закрепления получены следующее уравнение колебаний и его решение относительно модуля действительной части максимальных значений скоростей колебаний:

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + 1,7 \cdot 10^8 d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 y = 2P(t) \left[\sin \frac{\pi k l_1}{l} + \sin \frac{\pi k (l_1 + l_2)}{l} \right] \sin\left(\frac{35}{R_{kp}} t + \varphi\right) \quad (29)$$

где m – масса оси, кг; l_1 и l_2 – координаты приложения силового воздействия, м; l – длина оси, м.

$$|R_e\{V_k\}| = \frac{2P}{MR_{V_i}} \sum \frac{\left[1,7 \cdot 10^8 d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 - 1,2 \cdot 10^3\right] \left[\sin \frac{\pi k l_1}{l} + \sin \frac{\pi k (l_1 + l_2)}{l}\right]}{\left[1,7 \cdot 10^8 d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 - 1,2 \cdot 10^3\right] + 2,9 \cdot 10^{16} d^4 \eta^2 \left(\frac{k}{l}\right)^8} \quad (30)$$

где η – коэффициент потерь колебательной энергии.

Для условий упруго диссипативных опор уравнений колебаний и их решения получены в следующем виде:

$$\begin{aligned} \begin{cases} \frac{\partial^2 y_1}{\partial t^2} + 1,7 \cdot 10^8 d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 y_1 = \frac{1,5P}{M} \left[\cos^3 \frac{\pi k l_1}{l} + \cos^3 \frac{\pi k (l_1 + l_2)}{l} \right] \sin\left(\frac{35}{R_{kp}} t + \varphi\right) \\ \frac{\partial^2 y_2}{\partial t^2} + 1,3 \cdot 10^{12} d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 y_2 = \frac{0,25P}{M} \left[\cos^3 \frac{\pi k l_1}{l} + \cos^3 \frac{\pi k (l_1 + l_2)}{l} \right] \sin\left(\frac{35}{R_{kp}} t + \varphi\right) \end{cases} \\ |R_e\{V_{k1}\}| = \frac{1,5P}{M} \sum \frac{\left[1,7 \cdot 10^8 d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 - 1,2 \cdot 10^3\right] \left[\cos^3 \frac{\pi k l_1}{l} + \cos^3 \frac{\pi k (l_1 + l_2)}{l}\right]}{\left[1,7 \cdot 10^8 d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 - 1,2 \cdot 10^3\right] + 2,9 \cdot 10^{16} d^4 \eta^2 \left(\frac{k}{l}\right)^8} \\ |R_e\{V_{k2}\}| = \frac{0,25P}{M} \sum \frac{\left[1,3 \cdot 10^{12} d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 - (0,1nK_3)^2\right] \left[\cos^3 \frac{\pi k l_1}{l} + \cos^3 \frac{\pi k (l_1 + l_2)}{l}\right]}{\left[1,3 \cdot 10^{12} d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 - (0,1nK_3)^2\right]^2 + 1,7 \cdot 10^{24} d^4 \eta^2 \left(\frac{k}{l}\right)^8} \end{aligned} \quad (31)$$

2.3. Вывод зависимостей скоростей колебаний при шлифовании осей

При одновременном шлифовании двух участков оси рассмотрены варианты способов закрепления как шарнирно-опертая ось, так и на упруго-диссипативных опорах. В первом случае уравнение и его решение относительно действительной части скоростей колебаний определяются следующим образом:

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + 1,6 \cdot 10^8 d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 y = \frac{1,6 \cdot 10^{-4} P}{d^2 l} \left\{ \sin \left[\left(\frac{35}{R_{kp}} + \frac{\pi k V}{l} \right) t + \varphi \right] - \sin \left[\left(\frac{\pi k V}{l} - \frac{35}{R_{kp}} \right) t - \varphi \right] \right\};$$

$$|R_e \{V_k\}| = \frac{1,6 \cdot 10^{-4} P}{d^2 l} \sum \frac{1,6 \cdot 10^8 d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 - \left(\frac{35}{R_{kp}} + \frac{\pi k V}{l} \right)^2 \cos \left[\left(0,1 n K_3 + \frac{\pi k V}{l} \right) t + \varphi \right]}{\left[1,6 \cdot 10^8 d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 - \left(\frac{35}{R_{kp}} + \frac{\pi k V}{l} \right)^2 \right]^2 + 2,56 \cdot 10^{16} d^2 \eta^2 \left(\frac{k}{l}\right)^8} -$$

$$- \frac{\left[1,6 \cdot 10^8 d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 - \left(\frac{\pi k V}{l} - 0,1 \frac{35}{R_{kp}} \right)^2 \right] \cos \left[\left(\frac{\pi k V}{l} - 0,1 n K_3 \right) t - \varphi \right]}{\left[1,6 \cdot 10^8 d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 - \left(\frac{\pi k V}{l} - 0,1 \frac{35}{R_{kp}} \right)^2 \right]^2 + 2,56 \cdot 10^{16} d^2 \eta^2 \left(\frac{k}{l}\right)^8}, \quad (32)$$

где η – коэффициент потерь колебательной энергии; V – скорость продольной подачи шлифовального круга; при упруго- диссипативных опорах дифференциальное уравнение и их решение относительно модуля действительной части скоростей колебаний определяются следующим образом:

$$\frac{\partial^2 y_1}{\partial t^2} + 1,3 \cdot 10^{10} d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 y_1 = \frac{8 \cdot 10^{-5} P}{d^2 l} \left\{ \cos \left[\left(\frac{35}{R_{kp}} + \frac{3\pi k V}{l} \right) t + \varphi \right] + \right.$$

$$\left. + \cos \left[\left(0,1 n K_3 - \frac{3\pi k V}{l} \right) t + \varphi \right] \right\}; \quad (33)$$

$$\frac{\partial^2 y_2}{\partial t^2} + 1,6 \cdot 10^8 d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 y_2 = \frac{8 \cdot 10^{-5} P}{d^2 l} \left\{ \cos \left[\left(\frac{\pi k V}{l} + 0,1 n K_3 \right) t + \varphi \right] + \right.$$

$$\left. + \cos \left[\left(0,1 n K_3 - \frac{\pi k V}{l} \right) t + \varphi \right] \right\};$$

$$|R_e \{V_{k_2}\}| = \frac{8 \cdot 10^{-5} P}{d^2 l} \cdot \sum \frac{\left[1,6 \cdot 10^8 d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 - \left(\frac{\pi k V}{l} + 0,1 n K_3 \right)^2 \right] \sin \left[\left(0,1 n K_3 + \frac{\pi k V}{l} \right) t + \varphi \right]}{\left[1,6 \cdot 10^8 d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 - \left(\frac{\pi k V}{l} + 0,1 n K_3 \right)^2 \right]^2 + 2,56 \cdot 10^{16} d^2 \eta^2 \left(\frac{k}{l}\right)^8} -$$

$$- \frac{\left[1,6 \cdot 10^8 d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 - \left(0,1 n K_3 - \frac{\pi k V}{l} \right)^2 \right] \sin \left[\left(0,1 n K_3 - \frac{\pi k V}{l} \right) t + \varphi \right]}{\left[1,6 \cdot 10^8 d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 - \left(0,1 n K_3 - \frac{\pi k V}{l} \right)^2 \right]^2 + 2,56 \cdot 10^{16} d^2 \eta^2 \left(\frac{k}{l}\right)^8}.$$

Полученное значение $V_k = \sqrt{V_{k_1}^2 + V_{k_2}^2}$ подставляется в выражение уровней звукового давления.

Результаты теоретических исследований фактически создают возможность определения октавных уровней звукового давления специальных колесошлифовальных станков на этапе проектирования следует отметить, что на этом этапе возможно определить превышения ожидаемых уровней над предельно допустимыми значениями, а величины превышений и определяют акустическую эффективность систем снижения шума на рабочих местах станочников до санитарных норм.

Заключение

В работе раскрыта взаимосвязь между спектрами шума на рабочих местах операторов, геометрическими, физико-механическими характеристиками инструмента и заготовок, а также параметрами технологического процесса шлифования.

Получены зависимости для теоретического расчета уровней звукового давления, что и позволяет на этапе проектирования обосновать предпочтительные варианты систем снижения шума до санитарных норм.

Список литературы

1. Shashurin A., Gogvadze M., Lubianchenko A. Experimental studies on the noise and vibration of a special boring machine due to formation of the operator's workplace sound field. *AKUSTIKA*, Volume 34, 2019, с. 100-104 - ISSN 1801-9064.
2. Shashurin A., Gogvadze M., Elkin Y., Buzhinskiy K. Analysis of the experimental study of the axle lathe machine vibroacoustic characteristics for workplace noise reduction. *AKUSTIKA*, Volume 34, 2019, с. 104-107 - ISSN 1801-9064
3. Чукарин, А.Н. Теория и методы акустических расчетов и проектирования технологических машин для механической обработки / А.Н. Чукарин . – Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2004. – 152 с.
4. Расчеты на прочность в машиностроении / Под ред. С.Д. Пономарева. - М.: Машгиз, 1959. - 884 с.
5. Иванов АИ., Никифоров А.С. Основы виброакустики: Учебник для вузов. - СПб.: Политехника, 2000. - 482 с.

References

1. Shashurin A., Gogvadze M., Lubianchenko A. Experimental studies on the noise and vibration of a special boring machine due to formation of the operator's workplace sound field. *AKUSTIKA*, Volume 34, 2019, с. 100-104 - ISSN 1801-9064.
2. Shashurin A., Gogvadze M., Elkin Y., Buzhinskiy K. Analysis of the experimental study of the axle lathe machine vibroacoustic characteristics for workplace noise reduction. *AKUSTIKA*, Volume 34, 2019, с. 104-107 - ISSN 1801-9064
3. Chukarin, A.N. Teoriya i metody akusticheskikh raschetov i proektirovaniya tekhnologicheskikh mashin dlya mekhanicheskoy obrabotki / A.N. Chukarin . – Rostov n/D: Izdatel'skij centr DGTU, 2004. – 152 p.
4. Raschety na prochnost' v mashinostroenii / Pod red. S.D. Ponomareva. - M.: Mashgiz, 1959. - 884 p.
5. Ivanov AI., Nikiforov A.S. Osnovy vibroakustiki: Uchebnik dlya vuzov. - SPb.: Politekhnik, 2000. - 482 p.

УДК: 534.21
OECD: 01.03.AA

Структурный шум на производстве, выявление вклада и методы снижения

Кузнецова А.Д.

Ассистент кафедры гидрофизических средств поиска, Государственного морского технического университета, г. Санкт-Петербург, РФ

Аннотация

В статье рассматриваются вопросы оценки вклада звукоизлучения (структурной составляющей шума) металлическими корпусами технологического оборудования в акустическую обстановку на селитебных территориях и территориях предприятий, а также в цехах производств. Такая оценка позволяет впоследствии разработать более эффективные виброзащитные мероприятия, которые в свою очередь снизят шум на нормируемых объектах.

Проведены измерения шума и вибраций от оборудования на местах, в которых обязательно соблюдение гигиенических нормативов, в том числе на рабочих местах и на селитебной территории. Представлен анализ результатов для двух производственных объектов, на основании которого установлено наличие значимого вклада структурного шума, применяемого в технологических процессах оборудования.

Выполнены расчет уровней структурного шума и последующее сопоставление с данными натурных измерений, на основе полученных результатов предложены мероприятия для снижения шума рассматриваемых источников.

Ключевые слова: структурный шум, вибрация, санитарно-защитная зона, рабочие места, звукоизлучение.

Structural noise in production, contribution identification and mitigation methods

Kuznetsova A.D.

Assistant of the Department of hydrophysical search means, State marine technical University, St. Petersburg, Russia

Abstract

The article deals with the assessment of the contribution of sound emission (the structural component of noise) by metal housings of technological equipment to the acoustic environment in residential areas and territories of enterprises, as well as in production workshops. This assessment allows us to subsequently develop more effective vibration protection measures, which in turn will reduce noise at normalized facilities.

Measurements of noise and vibration from equipment in places where compliance with hygiene standards is mandatory, including in workplaces and residential areas, were carried out. The analysis of the results for two production facilities is presented, on the basis of which the presence of a significant contribution of structural noise used in the technological processes of the equipment is established.

The structural noise levels were calculated and then compared with the data of field measurements. Based on the results obtained, measures were proposed to reduce the sources under consideration.

Keywords: structural noise, vibration, sanitary protection zone, workplaces, sound emission.

Введение

Известно, что для разработки эффективных шумозащитных мероприятий необходим подробный анализ акустической ситуации, в т.ч. выполнение натурных измерений шума и вибрации, с последующим выявлением основных источников.

Нередки случаи, когда на нормируемых территориях, расположенных на границе санитарно-защитной зоны (далее – СЗЗ), основным источником, определяющим акустическую обстановку, является расположенное в непосредственной близости к границе технологическое оборудование.

В статье рассматриваются вопросы, относящиеся к определению вклада структурной составляющей в суммарный шум в нормируемых местах.

С определением шумовых характеристик оборудования и уровней шума на селитебных территориях или рабочих местах особых сложностей не возникает, в силу большого количества разработанных и действующих методик измерений. Но при разработке мероприятий, направленных на снижение суммарного шума, необходимо выявление вклада отдельных единиц оборудования и их составляющих, в частности структурного шума (звуковой вибрации).

На сегодняшний день отсутствует общепринятая утвержденная методика расчета звуковой вибрации, позволяющая оценить структурный шум в нормируемом диапазоне частот с 31,5 Гц до 8 кГц.

В ГОСТ Р ЕН 12354-5-2012 [1] задача оценки структурного шума решается частично: «...предполагается, что вся инженерно-техническая система может быть разделена на несколько источников воздушного и структурного шума, которые можно считать независимыми друг от друга. Особенно остро отсутствие методов проявляется для структурных шумов» [1].

В этом документе предложен расчет структурной звукопередачи (вторичные эффекты вибрационного воздействия) от оборудования, при условии наличия исходных вибрационных характеристик установленного механизма, только для строительных конструкций, что исключает возможность использования данной методики при расчете распространения звукоизлучения на территориях.

Известно, что вопросы звукоизлучения металлических конструкций, хорошо изучены в судостроении, и логично было предположить применимость этих методов для других инженерных объектов со схожими конструктивными особенностями. Ранее аналогичный подход при определении структурной составляющей был применен для автодорожных эстакад и показал удовлетворительное схождение с результатами натурных измерений [2].

Ниже представлен анализ вклада структурного шума от технологического оборудования в суммарные уровни на селитебных территориях и рабочих местах.

1. Вклад структурного шума в суммарные уровни звука на границе СЗЗ

На рисунке 1 приведены результаты измерений уровней звукового давления (далее УЗД) на границе санитарно-защитной зоны предприятия по деревообработке.

С учетом круглосуточного режима работы предприятия, согласно таблице 5.35 СанПиН 1.2.3685-21 [3], нормативный уровень звука на границе санитарно-защитной зоны для ночного времени суток равен 45 дБА.

Анализ результатов измерений показал, что определяющими источниками шума в рассматриваемой точке на границе СЗЗ является работа циклона котельной и работа линии загрузки и сортировки бревен. В основу анализа заложено сопоставление

измеренных уровней звука на границе СЗЗ с расчетными значениями шума отдельных единиц оборудования, полученных вблизи оборудования при отсутствии вклада других источников шума, которые приведены на этом же рисунке 1.

В низкочастотной области (40 Гц-50 Гц) видны превышения, которые связаны с ударами бревен о металлический корпус транспортера. На частотах 250 Гц и 630 Гц небольшое превышение связано с работой циклона котельной. Как показали контрольные измерения, уровни звука на границе СЗЗ составили 47-48 дБА и определялись УЗД в указанных областях частот в равной мере.

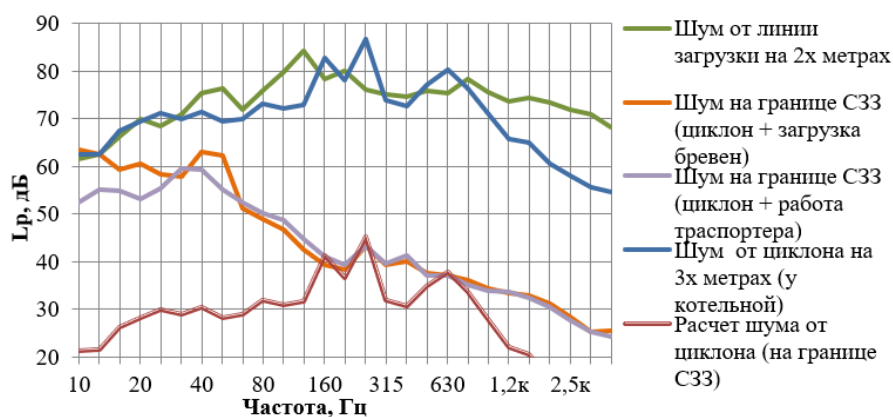


Рис. 1. Результаты измерений и расчета УЗД на границе СЗЗ и вблизи циклона и линии загрузки бревен

Расчет шума от работы циклона на границе СЗЗ с учетом затухания звука в атмосфере [4] полностью подтвердил слуховое восприятие вклада данного источника (результаты измерений и расчета на указанных частотах совпали с точностью до 1 дБ).

Снизить шум от низкорасположенного на производственной территории циклона не представляется сложной задачей. В качестве мероприятия была предложена установка «Г-образного» акустического экрана, высотой 4 м, перекрывающего путь звуковых лучей от корпуса циклона до нормируемой территории.

Сложнее обстоит дело со звукоизлучением корпуса приемной части линии сортировки бревен, т.к. установка акустических экранов вблизи линии невозможна из-за особенностей технологического процесса. Корпус линии состоит из протяженных стальных поддонов толщиной 10 мм (верхняя часть линии) и 3 мм (нижняя часть линии).

Был рассчитан структурный шум, излучаемый стальными стенками корпусной конструкции линии. В основу расчета заложено соотношение между величинами измеренных вибраций корпуса и параметрами его звукоизлучения, которые зависят от материала, толщины, площади излучаемой поверхности и относительного удлинения. За основу было принято выражение для акустической мощности источника звукоизлучения в виде закрепленной по краям пластины [5]:

$$L_w = N_v + 10lg(\gamma) + 10lg(S), \quad (1)$$

где N_v – уровень вибрации по скорости (относительно порога $V_0 = 5 \cdot 10^{-8}$ м/с), дБ; γ – коэффициент излучения (звукоизлучения); S – площадь конструкции, м².

Параметр звукоизлучения является сложной функцией, зависящей от множества параметров (материал, толщина, габариты конструкции, наличие подкрепляющих ребер жесткости), и поэтому был определен по номограммам, представленным в книге Изаак Г.Д., Гомзиков Э.А. [6], т.к. основные параметры поддонов линии транспортировки

бревен соответствуют требованиям, предъявляемым к судостроительным корпусным конструкциям [7].

На рисунке 2 приведено сопоставление уровней звукового давления (L_p) на расстоянии 10 м от линии, непосредственно измеренных, и рассчитанных как для протяженного источника шума по измеренным уровням виброскорости.

При измерении вибрации датчик крепился к корпусу линии посредством магнита с высокой коэрцитивной силой, поэтому результаты измерений достоверны в частотном диапазоне до 3 кГц.

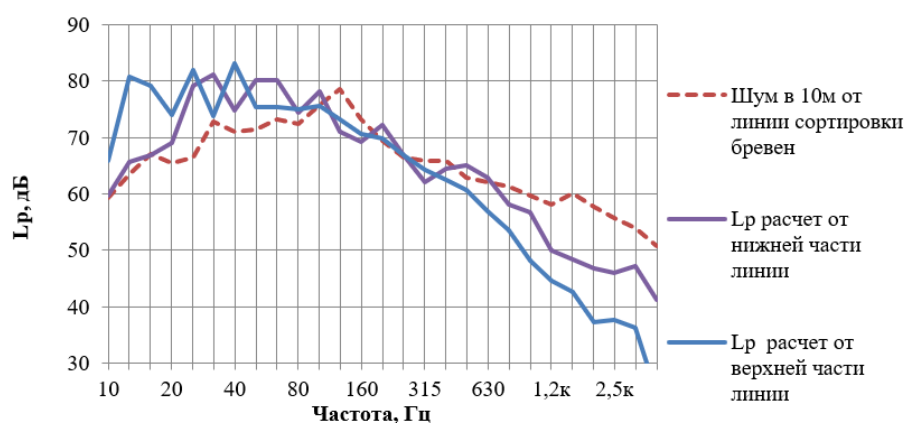


Рис. 2. Сопоставление расчетных и измеренных уровней шума вблизи линии

Видно удовлетворительное совпадение расчетных и измеренных уровней шума вблизи линии (на расстоянии 10 м) для звукоизлучения производимого нижней частью конструкции с 40 Гц до 500 Гц. Указанный частотный диапазон, как показано выше, соответствует вкладу шума данного оборудования в суммарный шум на границе СЗЗ.

Длина линии сортировки бревен 20 м, что согласно ГОСТ 31295.2-2005 [4] дает возможность рассматривать данный источник шума как точечный на расстояниях свыше 40м. Расстояние до границы СЗЗ составляет 200м, поэтому расчет структурного шума на границу от линии сортировки выполнен как от точечного источника.

На рисунке 3, где представлено сопоставление измеренных суммарных уровней шума и расчетных структурных уровней на границе СЗЗ, видно удовлетворительное совпадение указанных уровней шума.

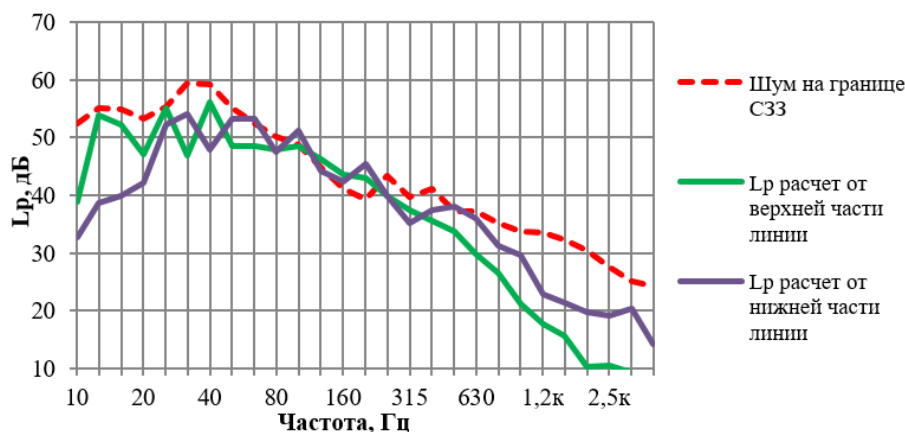


Рис. 3. Уровни шума от корпуса бункера загрузки бревен на границе СЗЗ

Таким образом, шум на границе СЗЗ в частотном диапазоне от 40 Гц до 160 Гц обусловлен структурным шумом, излучаемым корпусом линии транспортировки бревен при их ударах. Для снижения этого вида шума целесообразно использовать жесткие вибродемпфирующие покрытия, которые позволят снизить вибрацию на 2-3 дБ и тем самым обеспечить соблюдение нормативных значений шума на границе СЗЗ. Либо установить на поддон дополнительную конструкцию с жесткими мостиками, состоящую из звукопоглощающего материала с воздушным промежутком и пластины из листового материала, толщиной 12-20 мм. Эффективность такого мероприятия снизит звукоизлучение на 2-3 дБ.

2. Вклад структурного шума в суммарные уровни звука на рабочем месте цеха

Существует ряд производств, где на рабочих местах определяющим является вклад структурной составляющей шума от работы технологического оборудования, в том числе систем вентиляции [8]. Для оценки указанного вклада была выполнена оценка уровня структурного шума по вышеизложенному подходу. Ниже приводится пример такой оценки для производства бумажных изделий хозяйственно-бытового назначения на рабочем месте, где основным источником является корпусный шум от работы вентиляторов.

На рисунке 4 представлены уровни шума на рабочем месте РМ1 и спектры виброускорений, измеренных на плоских поверхностях корпусов однотипных вентиляторов различной производительности. Рабочее место РМ1 расположено на рабочем мезонине, в непосредственной близости к корпусам трех вентиляторов.

При проведении измерений вибрации вибродатчик устанавливался в центральную часть корпуса в виде сектора и крепился посредством магнита (доверительный частотный диапазон измерений ограничен 3 кГц).

Ранее выполненный сопоставительный анализ уровней звука и скорректированных уровней звукового давления показал необходимость снижения шума в диапазоне 160 Гц-3 кГц. Следует отметить, что кроме вентиляторов на рабочем мезонине расположено другое шумящее технологическое оборудование.

На рисунке 4 представлены уровни виброускорения, измеренные на плоских поверхностях корпусов вентиляторов №1-№3, расположенных на рабочем мезонине, и уровни шума на рабочем месте (РМ1). На частотах 160 Гц и 500 Гц видны спектральные особенности («пики»), характерные как для шума на рабочем месте, так и для вибрации корпусов. Это говорит о возможном вкладе в акустическую обстановку на рабочем месте такого источника как излучение корпусов вентиляторов.

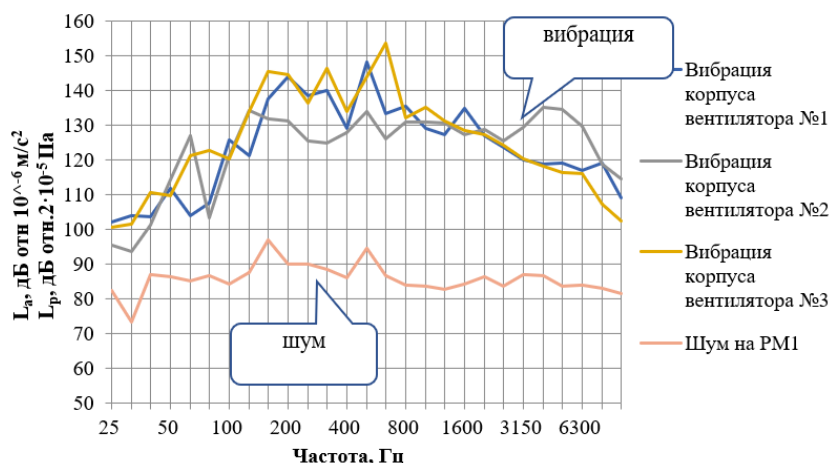


Рис. 4. Уровни виброускорения на корпусе вентиляторов и уровни шума на рабочем месте

Как и в случае с приемной частью линии сортировки бревен был рассчитан структурный шум, излучаемый металлическими стенками корпусов, с учетом двух излучающих поверхностей каждого из вентиляторов.

На рисунке 5 представлено сопоставление расчетных и измеренных уровней шума на рабочем месте РМ1.

Измеренные уровни шума на РМ1 и расчетные значения излучения вибрации корпусов показали схожую спектральную динамику. Таким образом, шум на рабочем месте в интересующем частотном диапазоне обусловлен структурным шумом, излучаемым корпусами вентиляторов.

Часто отсутствует возможность размещения звукоизолирующего кожуха, поэтому в качестве снижения звукоизлучения корпусов вентиляторов можно использовать жесткие вибродемпфирующие покрытия, толщиной равной двум толщинам демпфируемой конструкции, которые позволят снизить вибрацию на 3-5 дБ.

В качестве альтернативного мероприятия предлагается установить на корпус дополнительную конструкцию с жесткими мостиками, состоящую из звукопоглощающего материала с воздушным промежутком и пластины из листового материала, толщиной не менее 8 мм. Эффективность такого мероприятия снизит вибрацию корпуса на 4-6 дБ.

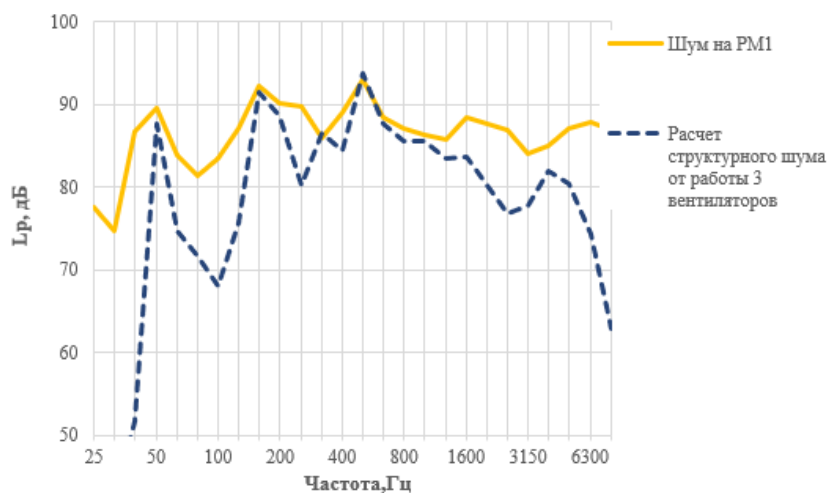


Рис. 5. Сопоставление расчетных и измеренных уровней шума на рабочем месте РМ1 от трех вентиляторов

Заключение

Выполнены оценки вклада структурного шума производственного оборудования в суммарный шум на рабочих местах производственных помещений и на границе СЗЗ предприятия. В основу оценок заложены методы, применяемые в судостроении при расчетах внутреннего шума в судовых помещениях.

Показано, что в ряде случаев в частотном диапазоне до 500 Гц суммарный шум определяется звукоизлучением корпусных конструкций оборудования. Предложены варианты мероприятий по снижению указанного звукоизлучения за счет нанесения жесткого вибродемпфирующего покрытия или установки дополнительной «зашивки» на корпуса механизмов. Эффективность мероприятий в указанном частотном диапазоне может достигать 6 дБ, что в ряде случаев оказывается достаточно для соблюдения гигиенических нормативов.

Список литературы

1. ГОСТ Р ЕН 12354-5-2012. Акустика зданий. Методы расчета акустических характеристик зданий по характеристикам их элементов. Ч.5. Шум инженерного оборудования.
2. Кузнецова, А.Д. Вклад структурного шума при оценке шумовых характеристик автотранспортных магистралей / И.К.Пименов С.Б. Марков, Н.А. Дементьев // Защита от шума и вибрации: Сборник докладов 7-ой Всероссийской научно-практической конференции. – 2019. – С. 10.
3. СанПиН 1.2.3685-21 «Гигиенические нормативы и требования к обеспечению безопасности и (или) безвредности для человека факторов среды обитания»
4. ГОСТ 31295.2-2005 (ИСО 9613-2:1996) «Шум. Затухание звука при распространении на местности. Часть 2. Общий метод расчета»
5. Бородинский А.С., Спиридонов В.М. Снижение структурного звука в судовых помещениях. Л., Судостроение, 1978.
6. Изак Г.Д., Гомзиков Э.А. Шум на судах и методы его уменьшения. – М.: Транспорт, 1987. – 303 с.
7. Rules for Classification and Construction 1. Ship Technology. - 2012. - 298 p.
8. NVW Editorial Staff. Reducing noise from fans//Noisy & Vibration Worldwide. – 2018. - Vol. 49(1). – P. 11-13.

References

1. EN 12354-5:2009. Building acoustics. Estimation of acoustic performance of buildings from the performance of elements. Part 5. Sound due to the service equipment.
2. Pimenov I.K., Markov S. B., Dementev N.A Kuznetsova A.D. Contribution of structural noise in the evaluation of noise characteristics of highways// Zashchita ot shuma i vibracii: Sbornik dokladov 7-oj Vserossijskoj nauchno-prakticheskoy konferencii. – 2019. – p.10.
3. SanPiN 1.2.3685-21 «Gigienicheskie normativy i trebovaniya k obespecheniyu bezopasnosti i (ili) bezvrednosti dlya cheloveka faktorov sredy obitaniya»
4. ISO 9613-2:1996 Acoustics – Attenuation of sound during propagation outdoors. Part 2. General method of calculation

-
5. Borodickij A.S., Spiridonov V.M. Snizhenie strukturnogo zvuka v sudovyh pomeshcheniyah. L., Sudostroenie, 1978.
 6. Izak G.D., Gomzikov E.A. Shum na sudah i metody ego umen'sheniya. – M.: Transport, 1987. – p.303.
 7. Rules for Classification and Construction 1. Ship Technology. - 2012. - 298 p.
 8. NVW Editorial Staff. Reducing noise from fans//Noisy & Vibration Worldwide. – 2018. - Vol. 49(1). – P. 11-13.

УДК: 628.517.2
OECD: 01.03.AA

Облегченные звукозащитные панели

Мурзинов В.Л.^{1*}, Мурзинов П.В.², Мурзинов Ю.В.², Попов С.В.³

¹ Д.т.н., профессор, ³ Аспирант

^{1,3} Кафедра «Техносферная и пожарная безопасность»

² К.т.н., доцент, кафедра «Электропривод, автоматика и управление
в технических системах»

^{1,2,3} Воронежский государственный технический университет, г. Воронеж, РФ

Аннотация

Облегченные звукозащитные панели созданы на основе анализа взаимодействия тонколистовых материалов и воздуха окружающей среды. Анализ показал, что тонко листовый материал обладает повышенной способностью к демпфированию своих колебаний окружающим воздухом. Эта способность тонко листовых материалов была положена в основу разработки конструкции облегченной структурированной звукоподавляющей панели. Представлена конструктивная схема облегченной структурированной звукоподавляющей панели. Дано обоснование с позиции лучевой теории распространения звуковых потоков внутри конструкции. Показаны отдельные конструктивные элементы и этапы их сборки в звукоподавляющую облегченную структурированную панель. Указаны листовые материалы для изготовления этих панелей. Выполнен сравнительный анализ по эффективности звукоизоляции разработанных панелей и современных звукозащитных материалов. Анализ показал преобладающую эффективность звукоподавляющих облегченных структурированных панелей.

Ключевые слова: звукозащитные конструкции, звукозащитные материалы, коэффициент эффективности звукоизоляции, демпфирование, поверхностная плотность.

Lightweight sound-proof panels

Murzinov V.L.^{1*}, Murzinov P.V.², Murzinov Yu.V.³, Popov S.V.³

¹ DSc, professor, ³ Post-graduate student

^{1,3} The department of Technosphere and Fire Safety

² PhD, associate professor, the department of Electric Drive, Automation and Control in Technical Systems

^{1,2,3} Voronezh State Technical University, Voronezh, Russia

Abstract

Lightweight sound-proof panels are created based on the analysis of the interaction of thin-sheet materials and ambient air. The analysis showed that the thin-sheet material has an increased ability to dampen its vibrations by the surrounding air. This ability of thin-sheet materials was the basis for the design of a lightweight structured sound-canceling panel. The design scheme of a lightweight structured sound-canceling panel is presented. The justification is given from the point of view of the ray theory of propagation of sound flows inside the structure. The individual structural elements and the stages of their assembly into a sound-suppressing lightweight structured panel are shown. The sheet materials for the manufacture of these panels are indicated. A comparative analysis of the effectiveness of sound insulation of the developed panels and modern sound-proof materials is performed. The analysis showed the predominant effectiveness of sound-suppressing lightweight structured panels.

*E-mail: dr.murzinov@yandex.ru (Мурзинов В.Л.)

Keywords: sound-proof structures, sound-proof materials, sound insulation efficiency coefficient, damping, surface density.

Введение

В настоящее время защита от шума применяется во многих областях человеческой деятельности. Наибольшее распространение получил способ защиты на путях его распространения применением звукозащитных панелей[1, 2]. Звукозащитные панели имеют разнообразное конструктивное исполнение, обусловленное видом источника шума[3]. Каждая звукозащитная панель обладает определенными акустическими характеристиками – это звукоизоляция, коэффициент звукопоглощения, поверхностная плотность[4], которая определяется как масса квадратного метра площади панели. Поверхностная плотность очень важный показатель. Он учитывается при расчете полезной нагрузки для самолетов, автомобилей[5], Кроме того, поверхностная плотность звукозащитных панелей учитывается при проектировании космических аппаратов[6].

1. Разработка облегченной звукозащитной панели

Одним из авторов данной статьи была разработана конструкции панели ЗОСП, которая расшифровывается как звукоподавляющая облегченная структурированная панель. Эффективность панели ЗОСП подтверждено патентом[7] (рис.1). Аналитическая формула собственной звукоизоляции панели ЗОСП получена в работе[8]. Особенность этой панели в том, что она очень легкая. Поверхностная плотность составляет менее полутора килограмм одного квадратного метра её поверхности. Панель ЗОСП была применена в производственных условиях для защиты от шума пневмоконвейеров с воздушной прослойкой, которая является мощным источником аэродинамического шума[9, 10]. Панели ЗОСП помогли создать комфортные условия работы в проектных организациях. Кроме того, предприятие ООО Холдинговая компания «Мебель Черноземья» провела апробацию панелей ЗОСП в виде акустических экранов для защиты от шума на участках обработки мебельных деталей. Измерения показали ослабление шума на 5 дБА. Все измерения подтверждены актами испытаний.

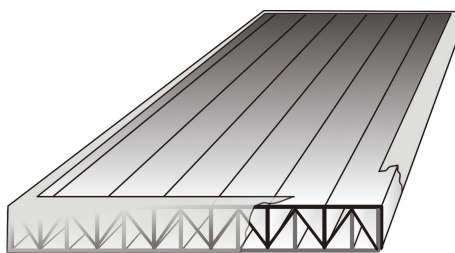


Рис. 1. Внешний вид панели ЗОСП

Панель ЗОСП изготавливается методом сборки из отдельных элементов. Эти элементы показаны на рис. 2, рис. 3 и рис. 4. На этих рисунках показаны сечения элементов 1, которые имеют выступы 2. Расположение выступов 2 определяется шагом t . Листы 1 при сборке направлены навстречу друг другу выступами 2. Между этими листами вставляется гофрированная вставка, сечение которой показано на рис. 3. Схема соединения листов 1 и гофрированной вставки показаны на рис. 4а. Окончательно сечение панели ЗОСП изображено на рис. 4б. Фиксация конструкции панели ЗОСП осуществляется клеевой лентой, которая располагается по периметру панели. Вершины выступов и гофрированной вставки прижаты друг к другу достаточно плотно.

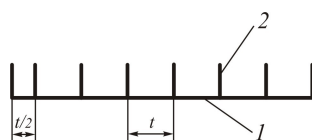


Рис. 2. Первый элемент ЗОСП – лист 1 с выступами 2



Рис. 3. Второй элемент ЗОСП – гофрированная вставка

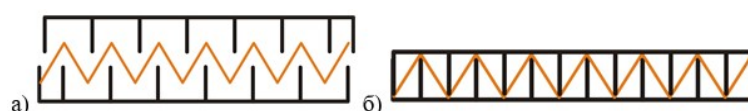


Рис. 4. Состояние элементов ЗОСП перед окончательной сборкой. а) – подготовка элементов перед сборкой; б) – поперечное сечение панели ЗОСП в сборе

Такое соединение элементов панели ЗОСП создает устойчивую пространственную конструкцию. Элементы конструкции обладают свойством демпфировать звуковые потоки окружающего воздуха. Демпфирование происходит за счет того, что внутри панели листы располагаются под определенным углом по отношению друг к другу. Это приводит к тому, что возникают потоки с противофазой и направленные навстречу друг другу. Происходит взаимное гашение звуковых потоков.

Известно, что колебания тонких листовых материалов в воздушной среде демпфируются окружающим воздухом. Поэтому целесообразно использовать тонко листовый материал. Для изготовления панелей ЗОСП предлагается использовать листовые материалы, показанные в табл. 1 [11]. Кроме того, существуют подходы, которые позволяют строить конструкции, обеспечивающие звукозащитные свойства резонаторным панелям [12, 13].

Таблица 1

Характеристики листовых материалов для изготовления панелей ЗОСП

Материал	M_p – поверхностная плотность листового материала, кг/м ²	δ – толщина листового материала, мм	η – коэффициент потерь листового материала
Бумага	0,08	0,07	0,08
Ватман	0,2	0,26	0,09
Картон DKF 5	1,2	3,2	0,06
Картон КАОН-1	3	3	0,12
Шпон (сосна)	0,51	1	0,02
Акриловый лист PALGLAS	4,76	4	0,01
ПВХ вспененный PALFOAM	0,94	2	0,02
Поликарбонатный лист PALSUN	3,6	3	0,01

2. Экспериментальное определение звукоизоляции панели ЗОСП

Для определения звукоизоляции панелей ЗОСП использовалась схема, показанная на рис. 5. Схема включает генератор 1, заглушенную камеру 2, источник звука 3, исследуемую конструкцию панели ЗОСП 4, микрофон 5, шумомер 6. Генератор 1 является генератором «белого шума». Сама заглушенная камера 2 имеет звукопоглощающий слой, находящийся на внутренней поверхности стенок камеры, и звукоизолирующий слой, находящийся на наружной поверхности камеры. Кроме того, заглушенная камера 2 образована двумя полукамерами, что обеспечивает удобство установки панели ЗОСП. Между полукамерами устанавливалась панель ЗОСП. Генератор 1 посылал электрический сигнал на источник звука 3, который выдавал звуковой поток в виде «белого шума». В качестве источника звука 3 использовался высококачественный динамик. Звуковой поток «белого шума» от источника 3 воспринимался микрофоном 5, соединенным с шумомером 6. В качестве шумомера использовался прецизионный шумомер «ОКТАВА – 110А». Динамик 3 и микрофон 5 располагались в заглушенной камере 2. Высота расположения источника звука 3 и микрофона 5 были одинаковыми относительно стенок заглушенной камеры 2.

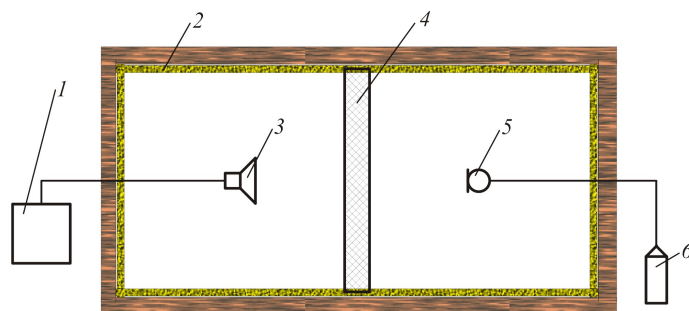


Рис. 5. Схема экспериментальной установки для определения величины звукоизоляции панелей ЗОСП. 1 – генератор. 2 – заглушенная камера, образованная из двух полукамер.

3 – источник звука, высококачественный динамик. 4 – исследуемая конструкция панели ЗОСП. 5 – микрофон. 6 – шумомер «ОКТАВА – 110А»

Экспериментальные исследования звукоизоляции проводились по следующей схеме. Вначале проводилось измерение звукового давления от источника звука при отсутствии панели ЗОСП. Затем устанавливалась панель ЗОСП и проводилось измерение звукового давления. После измерений выполнялось нахождение разности уровня звукового давления при отсутствии панели ЗОСП и звукового давления при наличии панели ЗОСП. Обработанные результаты измерений показаны в табл. 2.

Комплексная оценка эффективности звукоизоляции для панелей ЗОСП и современных звукоизоляционных материалов и конструкций проводилась с использованием комплексного коэффициента, который учитывает и величину звукоизоляции, и величину поверхностной плотности.

Таблица 2
Характеристики панелей ЗОСП

Панель	Характеристики		Уровень звука в источнике, дБА	Частота, Гц										Частотная коррекция	
	Толщина, мм	M_p — поверхностная плотность, кг/м ³		31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	16000	K_R — коэффициент эффективности	R — собственная звукоизоляция, дБ
				Звукоизоляция											
				ΔL , дБ											
30СП-6	16	0,428	78,5	5,3	2,3	1,1	3,7	3,2	9,3	7,0	16,7	24,2	30,4	23,0	10
30СП-7	16	0,479	89,6	2,0	0,3	0,3	2,1	3,5	7,4	8,9	14,1	19,2	24,5	22,6	11
30СП-4	30	0,754	82,1	133	2,2	1,1	6,2	6,2	9,9	14,0	28,4	27,75	38,7	22,1	17
30СП-5	16	0,481	70,1	1,4	0,5	2,7	5,4	4,2	8,3	6,0	16,8	24,3	29,0	19,3	9
30СП-5 /75	16	0,514	78,1	3,0	3,6	2,5	4,2	5,3	6,5	4,8	16,7	20,2	35,7	18,1	9
30СП-5 /60	16	0,474	59,7	16,3	4,5	5,7	5,1	7,2	5,8	4,0	14,5	25,8	23,3	18,0	8
30СП-1	2x15	1,145	68,8	1,5	3,5	7,7	9,7	8,4	13,3	13,0	28,6	37,1	27,7	18,0	20
30СП-3 /2	2x15	1,423	83,6	4,3	6,9	4,6	10,2	7,8	13,9	16,1	27,0	38,7	42,2	15,6	22
30СП-5 /45	16	0,575	49,2	0,1	2,0	6,4	9,1	2,4	7,3	4,0	13,7	23,2	12,8	15,1	8
30СП-6 /45	16	0,628	78,5	9,0	3,2	1,2	4,6	4,3	9,1	7,7	10,0	26,4	27,0	14,5	9

Этот коэффициент эффективности звукоизоляции, впервые предложенный авторами, представляет собой отношение собственной звукоизоляции панели к её поверхностной плотности [14]

$$K_R = \frac{R}{M_p}. \quad (1)$$

Чем больше значение этого показателя, тем выше эффективность звукозащитных свойств материалов и конструкций.

3. Сравнительный анализ панелей ЗОСП и современных материалов

В статье [11] показаны характеристики современных звукоизоляционных материалов. В таблице 3 показаны конструкции звукоизолирующих панелей, которые имеют жесткий каркас, наполненный мягким материалом с повышенным показателем звукоизоляции. В таблице 4 представлены материалы с жесткой структурой, как правило, это изотропный материал.

Для наглядного представления и сравнения эффективности звукоизоляции показаны на рис. 6, на котором изображены показатели собственной звукоизоляции различных конструкций и материалов. На рис. 6 изображен график, по оси ординат которого отложены значения коэффициента эффективности звукоизоляции из таблицы 2, таблицы 3 и таблицы 4. По оси абсцисс отложен порядковый номер образца

звукоизолирующей конструкции или панелей ЗОСП. График наглядно показывает преобладание эффективности звукоизоляции панелей ЗОСП над современными звукоизоляционными материалами. Даже сотовый поликарбонат оказался несколько хуже по показателям эффективности звукоизоляции. Однако по абсолютным значениям собственной звукоизоляции сотовый поликарбонат сравним с панелью ЗОСП под № 8 (табл. 2).

Таблица 3

Характеристики звукозащитных материалов с жёстким каркасом и мягким наполнителем

№ образца	Название материала	M_p – поверхностная плотность, кг/м ²	R – собственная звукоизоляция, дБ	K_R – коэф-т эффективности звукоизоляции
1.	Обшивка БСТВ-30/металлический лист	4,86	56	11,6
2.	Фанера/ПХВ-1-85/фанера	3,42	35	10,2
3.	Павинол ПА-4/ ППУ-Э-35-0,8А/ фанера/ПХВ-1-85/фанера/ППУ-Э-35-0,8А/ павинол ПА-4	4,10	40	9,7
4.	Металлический лист/ППУ-30-8Н-60	5,40	45	8,3
5.	Marine Firebatts 130/стальной лист	33,00	56	1,7
6.	Плита ДВП/базальтовое волокно/ плита ДВП	51,00	60	1,1
7.	Термопанель ПСБ	30,00	31	1,0
8.	Слоистая виброакустическая панель СВАП	29,20	13	0,4
9.	Звукоизоляционная панельная система ЗИПС	36,00	11	0,3

Таблица 4

Характеристики звукозащитных материалов с жёсткой структурой

№ образца	Название материала	M_p – поверхностная плотность, кг/м ²	R – собственная звукоизоляция, дБ	K_R – коэф-т эффективности звукоизоляции
1.	Сотовый поликарбонат	1,10	22	20,4
2.	Листовой монолитный поликарбонат	4,80	27	5,6
3.	Пенопласт	2,50	9	3,8
4.	ДСтП	11,70	33	2,8
5.	Фанера	9,60	12	1,2
6.	Сталь	15,60	18	1,1

Таблица 4 (Продолжение)

№ образца	Название материала	M_p – поверхностная плотность, кг/м ²	R – собственная звукоизоляция, дБ	K_R – коэф-т эффективности звукоизоляции
7.	Кирпичная стена	252,00	60	0,2
8.	Железобетонный блок	364,00	55	0,1

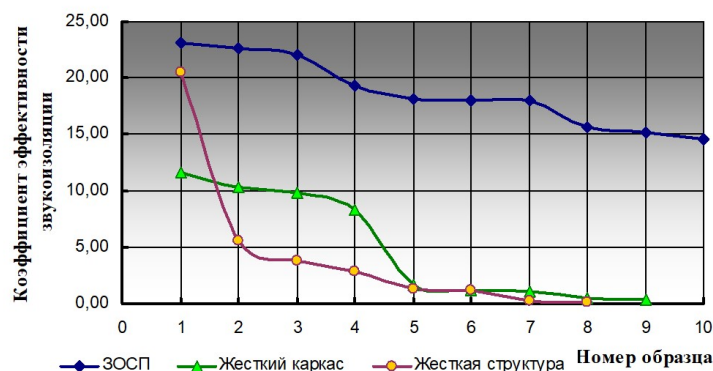


Рис. 6. Коэффициент эффективности звукоизоляции для различных групп звукозащитных материалов и панелей ЗОСП

Заключение

Разработана конструкция облегченной структурированной звукоподавляющей панели. Создание панели ЗОСП базируется на известном факте, что звуковые колебания тонко листовых материалов демпфируются окружающим их воздухом. Представлена конструктивная схема панели ЗОСП в сборе. Показаны элементы конструкции панели ЗОСП и этапы их сборки в панель ЗОСП. Указаны тонко листовые материалы, которые целесообразно использовать для изготовления этих панелей, обладающих пространственной целостностью и устойчивостью. Выполнено сравнение эффективности панелей ЗОСП и звукозащитных конструкций и материалов, используемых в современном мире на основе анализа их характеристик. Сравнение выявило тот факт, что панели ЗОСП по значению коэффициента эффективности звукоизоляции превосходят современные звукоизолирующие материалы. Это значит, что панели ЗОСП обладают небольшой поверхностной плотностью. Однако по величине собственной звукоизоляции немного уступают сотовому поликарбонату.

Список литературы

1. Борьба с шумами на производстве / под ред. Е.Я. Юдина. М.: Машиностроение, 1985. – 512 с.
2. Хекл, М. Справочник по акустике / М. Хекл, Х. А. Мюллер; перевод с немецкого Б. Д. Виноградова и Н. М. Колоярцева. – Л.: Судостроение, 1980. – 400 с.
3. Иванов Н.И. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом. – М.: Логос, 2007. – 423 с.
4. Мурзинов П.В. Оптимизация толщины листового материала звукоподавляющих

облегченных структурированных панелей (ЗОСП) // Безопасность труда в промышленности. – 2012. – № 5. – С. 30 – 33.

5. Rousounelos A. Optimisation of the structural modes of automotive-type panels using line stiffeners and point masses to achieve weak acoustic radiation / Rousounelos A., Walsh S.J., Krylov V.V., Horner J.L. // Applied Acoustics. – 2015. Т. 93. – С. 23-37.

6. Кочкин А.А. Проектирование звукоизоляции слоистых элементов конечных размеров / Кочкин А.А., Шубин И.Л., Шашкова Л.Э., Кочкин Н.А. // Известия высших учебных заведений. Технология текстильной промышленности. – 2016. № 4 (364). – С.161-167.

7. Патент 96884 РФ, МПК7 E04B 1/82, E04C 2/36. Звукоподавляющая структурированная панель / П.В. Мурзинов, В.Ф. Асминин. – Оpubл. 20.08.2010. – Бюл. №23.

8. Мурзинов П.В. Математическая модель звукоизоляции звукоподавляющих облегченных структурированных панелей (ЗОСП) // Безопасность труда в промышленности. – 2011. – № 3. – С.40-43.

9. Flidler J. Hover conveyors: a cheaper route to complex handling. // The Engineer., 1973, vol. 236. Ж 6119. p.38, 39, 41.

10. De Boer F. Air conveys small packages. – Food Engineering., 1972, vol.44, N 10, p. 69-71.

11. Мурзинов П.В. Методика выбора листовых материалов для высокоэффективных звукозащитных панелей // Безопасность жизнедеятельности. – 2011. – №3. – С.20-23.

12. Тюрин А.П., Севастьянов Б.В. Подходы к исследованию звукопоглощения закрытых резонаторных панелей в условиях импульсного шума // Вестник КГТУ им. А.Н. Туполева. 2009. № 2. С. 80—82.

13. Патент RU №80895 РФ. Шумозащитная панель / Тюрин, Б.В. Севастьянов, Д.В. Парахин, С.А. Пигалев. – Оpubл. 27.02.2009. – Бюл. № 6.

14. Мурзинов В.Л., Мурзинов П.В. Звукоподавляющие панели для защиты от шума на путях его распространения // Безопасность труда в промышленности. – 2018, №02. – С.5–11. DOI: 10.24000/0409-2961-2018-2-5-11.

References

1. The fight against noise in production/ ed. by E. Ya. Yudin. M.: Mashinostroenie, 1985 – - 512 p.

2. Heckle, M. Handbook of acoustics / M. Heckle, H. A. Muller; translated from the German by B. D. Vinogradov and N. M. Koloyartsev. - L.: Shipbuilding, 1980. - 400 p.

3. Ivanov N. I. Engineering acoustics. Theory and practice of noise control. - Moscow: Logos, 2007. - 423 p.

4. Murzinov P. V. Optimization of the thickness of the sheet material of sound-suppressing lightweight structured panels (ZOSP). - 2012. - No. 5. - p. 30-33.

5. Rousounelos A. Optimisation of the structural modes of automotive-type panels using line stiffeners and point masses to achieve weak acoustic radiation / Rousounelos A., Walsh S.J., Krylov V.V., Horner J.L. // Applied Acoustics. – 2015. Т. 93. – С. 23-37.

6. Kochkin A. A., Shubin I. L., Shashkova L. E., Kochkin N. A. Projecting sound insulation of layered elements of finite dimensions. Technology of the textile industry. – 2016. № 4 (364). – Pp. 161-167.

7. Patent 96884 RF, IPC7 E04B 1/82, E04C 2/36. Sound-suppressing structured panel / P. V. Murzinov, V. F. Asminin. - Publ. 20.08.2010. - Byul. No. 23.

-
8. Murzinov P. V. Mathematical model of sound insulation of sound-suppressing lightweight structured panels (ZOSP) // Labor safety in industry. - 2011. - No. 3. - p. 40-43.
 9. Flidler J. Hover conveyors: a cheaper route to complex handling. // The Engineer., 1973, vol. 236. Ж 6119. p.38, 39, 41.
 10. De Boer F. Air conveys small packages. – Food Engineering., 1972, vol.44, N 10, p.69-71.
 11. Murzinov P. V. Method of selecting sheet materials for high-performance sound-proof panels // Life safety. -2011. - No. 3. - p.20-23.
 12. Tyurin A.P., Sevast'yanov B.V. Podhody k issledovaniyu zvukopogloshcheniya zakrytyh rezonatornykh panelej v usloviyah impul'snogo shuma // Vestnik KGTU im. A.N. Tupoleva. 2009. № 2. S.80—82.
 13. Patent RU №80895 RF. SHumozashchitnaya panel' / Tyurin, B.V. Sevast'yanov, D.V. Parahin, S.A. Pigalev. – Opubl. 27.02.2009. – Byul. № 6.
 14. Murzinov V. L., Murzinov P. V. Sound-suppressing panels for protection from noise on the ways of its propagation // Occupational safety in industry. - 2018, No. 02. - P. 5-11. DOI: 10.24000/0409-2961-2018-2-5-11.

Благодарность

Благодарим каждого участника конференции за вклад в науку, за оказанное доверие. Будем рады видеть вас среди участников будущих конференций, а также в числе авторов статей нашего журнала.

По завершению этой конференции - часть денег, вырученных за конференцию передана для помощи детям с ограниченными возможностями здоровья (глухим, слабослышащим, с тяжелым нарушением речи, со сложными дефектами), учащимся ГБОУ Школы-интерната № 31 Невского района Санкт-Петербурга.



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

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

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

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

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

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

Кафедра "Экология и производственная безопасность"

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

Кафедра подготавливает специалистов по направлениям:

Бакалавр - Безопасность технологических процессов и производств

Магистр - Инженерная защита окружающей среды

Диссертационный совет Д 212.010.01

01.04.06 - Акустика

05.26.01 - Охрана труда (в машиностроении)

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

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



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

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

