

ISSN 2412-8627

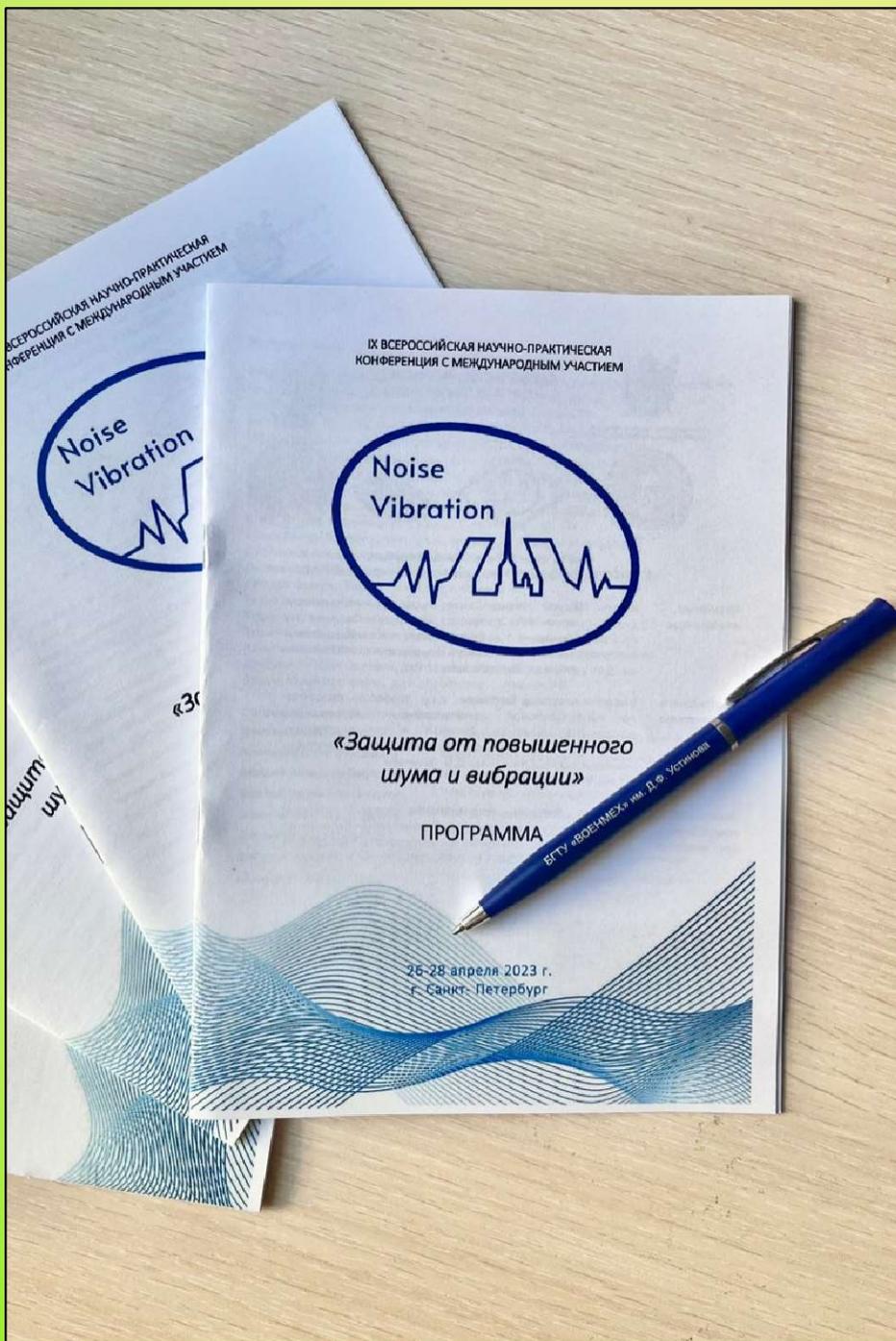
Vol. 9 No. 2

12+

Noise

Theory and Practice

Scientific Journal



II
2023

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)

Члены редакционной коллегии

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)

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)

Буторина Марина Вадимовна



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

Тюрина Наталья Васильевна



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

Рассошенко Юлия Сергеевна



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

Дэвид Копли



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

Емельянов Владислав Николаевич



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

Элькин Юрий Иосифович



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

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)

Members of the Editorial Board

Aleksandr Shashurin



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

Igor Zapletnikov



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

Eleonora Carletti



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

Sergio Luzzi



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

Alexander Tyurin



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

Andrey Vasilyev



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

Vladimir Tupov



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

Ilya Tsukernikov



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

Marina Butorina



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

Natalya Tyurina



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

Iuliia Rassoshenko



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

David Copley



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

Vladislav Emelyanov



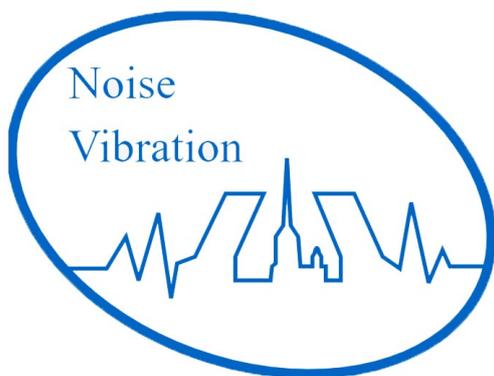
Doctor of Engineering Science, Professor, Head of Plasma Gas Dynamics and Thermal Engineering Department of the Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D.F. Ustinov (St. Petersburg, Russia)

Yuri Elkin



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

IX Всероссийская научно-практическая конференция 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 - **более 200** человек, в том числе участники из других стран: Казахстан, Германия, Китай, Корея; представители более чем **50** компаний; **37** ВУЗов; **15** НИИ.

Общее количество докладов - **62**, из них:

Пленарных - **11**;
Секционных - **30**;
Конкурс молодых специалистов - **16**;
Обучающий семинар - **5**.

Было получено более **60** статей
для публикации в изданиях:

В сборник трудов конференции - **45** статей;
В журнал NOISE T&P - **15** статей.

Научный журнал

Том 9 №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,
Наб. Обводного канала, д. 138, к 7,
Литера А, пом. 11-Н, офис 2-2А
+7 (812) 495-77-97
www.noisetp.com
e-mail: secretary@noisetp.com

Ответственный секретарь

Храпко Н. Н.

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

Свидетельство

ЭЛ № ФС 77-74057

Содержание

Быков Н.В. РУС

Нахождение запрещенных зон распространения
звуковых волн в гофрированных трубках методом
определения устойчивости решения

стр. 12-18

Светлов В.В. РУС

Акустическое излучение пластины в поле действия
турбулентных пульсаций давления

стр. 19-28

Кезик В.И. РУС

О возможности реализации изотермического
газового процесса в резонаторе Гельмгольца

стр. 29-39

Ардашев И.О., Картышев М.О., Картышев О.А. РУС

Оценка влияния горизонтальных отклонений ВС
от номинальных схем полета, определенных в АНПА,
на шумовое воздействие в местах расположения
пунктов мониторинга

стр. 40-51

Полянский В.А., Смирнова Н.А. РУС

Модальные алгоритмы подавления упругих вибраций:
ограничения и перспективы

стр. 52-64

Елисеев А.В., Кузнецов Н.К., Миронов А.С. РУС

Системный подход к оценке состояний вибрационных полей
технических объектов в задачах динамики
транспортных и технологических машин

стр. 65-81

**Цукерников И.Е., Шубин И.Л.,
Невенчанная Т.О., Тихомиров Л.А.** РУС

Прогнозирование вибрации рельсового транспорта
в помещениях жилых и общественных зданий

стр. 82-93

Научный журнал

Том 9 №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
вибраакустики и принимает
работы по направлениям:
- 29.00.00 Физика
- 29.37.00 Акустика
- 43.00.00 Общие и комплексные
проблемы естественных и
точных наук
- 87.00.00 Охрана окружающей
среды. Экология человека

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

Фактический адрес редакции

Россия, г. Санкт-Петербург,
Наб. Обводного канала, д. 138, к 7,
Литера А, пом. 11-Н, офис 2-2А
+7 (812) 495-77-97

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

Ответственный секретарь

Храпко Н. Н.

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

Свидетельство

ЭЛ № ФС 77-74057

Содержание

Пименов И.К., Кузнецова А.Д.

РУС

Оценка прямых и косвенных путей звукопередачи
от работы роллетных ворот подземной автостоянки
стр. 94-102

Тупов В.Б., Мухаметов А.Б.

РУС

Влияние опорной поверхности
на акустическую эффективность экрана
стр. 103-114

Абрамов А.Н., Гогиберидзе О.Е., Элькин Ю.И.

РУС

Влияние снижения шума в зонах дорожного сервиса автодорог
на риски возникновения ДТП
стр. 115-126

Дмитриев П.П., Буторина М.В.

РУС

Пригодность лазерной доплеровской велосиметрии (LDV)
для калибровки микрофонов давления
стр. 127-134

Картышев М.О., Картышев О.А., Ардашев И.О.

РУС

Использование данных системы мониторинга
авиационного шума Ecoflight Monitoring при формировании
сценария выполнения полетов воздушных судов
в целях оценки шумовой обстановки
стр. 135-148

Кривун К.В., Тимушев С.Ф.

РУС

Влияние взаимного положения винтов гексакоптера
на излучаемую звуковую мощность
стр. 149-160

Научный журнал

Том 9 №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
вибраакустики и принимает
работы по направлениям:
- 29.00.00 Физика
- 29.37.00 Акустика
- 43.00.00 Общие и комплексные
проблемы естественных и
точных наук
- 87.00.00 Охрана окружающей
среды. Экология человека

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

Фактический адрес редакции

Россия, г. Санкт-Петербург,
Наб. Обводного канала, д. 138, к 7,
Литера А, пом. 11-Н, офис 2-2А
+7 (812) 495-77-97

www.noisetp.com

e-mail: secretary@noisetp.com

Ответственный секретарь

Храпко Н. Н.

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

Свидетельство

ЭЛ № ФС 77-74057

Содержание

Зарипов Ф.А., Павлов Г.И., Горбунова О.А. РУС

Экспериментальное исследование влияния газовых пузырей
на уровень звукового давления в стоячей волне в жидкости,
собственные частоты которых близки к частотам
звуковых колебаний

стр. 161-168

Глазков А.О. РУС

Влияние режима работы турбокомпрессора
высокофорсированного двигателя на аэродинамический шум

стр. 169-177

**The Online Scientific Journal
'Noise Theory and Practice'**

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

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

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

Location address of the Editorial office

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

+7 (812) 495-77-97

www.noisetp.com

e-mail: secretary@noisetp.com

Executive Secretary

Khrapko Natalya

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

The certificate of registration

ЭЛ № ФС 77-74057

Contents

Bykov N.V. RUS

Stopbands of sound waves propagation construction in a corrugated duct by determining the stability of a solution
pp. 12-18

Svetlov V.V. RUS

Noise generation of the plate in the field of turbulent pressure pulsations
pp. 19-28

Kezik V.I. RUS

On the possibility of implementing an isothermal gas process in a Helmholtz resonator
pp. 29-39

Ardashev I.O., Kartyshev M.O., Kartyshev O.A. RUS

Evaluation of the impact of aircraft horizontal deviations from nominal flight paths defined in the AIP on noise levels at monitoring sites
pp. 40-51

Polyanskiy V.A., Smirnova N.A. RUS

Modal control for damping of elastic vibrations: bound and perspective
pp. 52-64

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

Systematic approach to assessing the states of vibration fields of technical objects in problems of dynamics of transport and technological machines
pp. 65-81

Tsukernikov I.E., Shubin I.L., Nevenchannaya T.O., Tikhomirov L.A. RUS

Prediction of rail transport vibration in the premises of residential and public buildings
pp. 82-93

**The Online Scientific Journal
'Noise Theory and Practice'**

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

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

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

Location address of the Editorial office

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

+7 (812) 495-77-97

www.noisetp.com

e-mail: secretary@noisetp.com

Executive Secretary

Khrapko Natalya

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

The certificate of registration

ЭЛ № ФС 77-74057

Contents

- | | |
|---|-----|
| Pimenov I.K., Kuznetsova A.D. | RUS |
| Evaluation of direct and indirect sound transmission paths from the operation of roller gates of an underground parking lot
pp. 94-102 | |
| Tupov V.B., Mukhametov A.B. | RUS |
| The influence of the supporting surface on the acoustic efficiency of the barrier
pp. 103-114 | |
| Abramov A.N., Gogiberidze O.E., Elkin Yu.I. | RUS |
| The influence of noise reduction in the highway areas of road service on the risks of accidents
pp. 115-126 | |
| Dmitriev P.P., Butorina M.V. | RUS |
| Suitability of laser Doppler velocimetry (LDV) for calibration of pressure microphone
pp. 127-134 | |
| Kartyshev M.O., Kartyshev O.A., Ardashev I.O. | RUS |
| Use of aircraft noise monitoring system Ecoflight Monitoring data to form an aircraft flight scenario in order to assess the noise pollution
pp. 135-148 | |
| Krivun K.V., Timushev S.F. | RUS |
| Effect of the hexacopter propellers' mutual position on the emitted sound power
pp. 149-160 | |

Scientific Journal
Vol. 9 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

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

+7 (812) 495-77-97

www.noisetp.com

e-mail: secretary@noisetp.com

Executive Secretary

Khrapko Natalya

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

The certificate of registration

ЭЛ № ФС 77-74057

Contents

Zaripov A.F., Pavlov G.I., Gorbunova O.A. RUS

Experimental study of the effect of gas bubbles on the level of sound pressure in a liquid, the natural frequencies of which are close to the frequencies of sound vibrations

pp. 161-168

Glazkov A.O. RUS

The effect of the turbocharger operation mode of a high-powered engine on its aerodynamic noise

pp. 169-177

УДК: 534-13
OECD: 01.03.AA

Нахождение запрещенных зон распространения звуковых волн в гофрированных трубках методом определения устойчивости решения

Быков Н.В.

Д.т.н., доцент, заведующий кафедрой, РУТ (МИИТ), Москва, РФ

Аннотация

В работе предложен метод нахождения запрещенных зон распространения звуковых волн в гофрированных трубках, основанный на определении устойчивости численного решения. Основные уравнения получены в рамках приближения длинных волн. Для описания течения среды (жидкости или газа) использована квазиодномерная система газодинамических уравнений. Звуковые волны представляют собой малые возмущения стационарного течения, для которых получены результирующие линеаризованные дифференциальные уравнения с периодическими коэффициентами. Поскольку в решении таких уравнений в случае аperiodического решения содержатся как убывающие, так и неограниченно возрастающие парные слагаемые, численный анализ устойчивости позволяет определить зоны значений параметров, в которых волны в трубке распространяться не могут (запрещенные зоны). Путем численного исследования параметрической устойчивости полученных уравнений при различных значениях параметров, построены диаграммы неустойчивости, соответствующие запрещенным зонам распространения звуковых волн. Показано, что скорость основного потока влияет на смещение частоты запрещенной зоны, позволяя осуществлять управление акустическими свойствами трубки в некотором диапазоне.

Ключевые слова: звуковые волны, фильтрация звука, гофрированные трубки, волны в периодических структурах, устойчивость решения, запрещенные зоны.

Stopbands of sound waves propagation construction in a corrugated duct by determining the stability of a solution

Bykov N.V.

DSc, associate professor, head of department, RUT-MIIT, Moscow, Russia

Abstract

The paper proposes a method for determining the stopbands of sound waves in corrugated tubes, based on determining the stability of the numerical solution. The basic equations are obtained within the framework of the long wave approximation. The flow of a medium (liquid or gas) is described by a quasi-one-dimensional system of gas-dynamic equations. Sound waves are small perturbations of a stationary flow, for which the resulting linearized differential equations with periodic coefficients are obtained. Since the solution of such equations in the case of an aperiodic solution contains both decreasing and infinitely increasing pair terms, numerical analysis of stability allows one to determine the zones of parameter values in which waves cannot propagate in the duct (i.e. stopbands). By means of a numerical study of the parametric stability of the equations for various parameters, instability diagrams were constructed corresponding to the stopbands of

sound wave propagation. It is shown that the mean flow velocity affects the stopband frequency shift, allowing control over the acoustic properties of the duct in a certain range.

Keywords: acoustic waves, sound filtering, corrugated ducts, waves in periodic structures, stability, stopbands.

Введение

Гофрированные трубы широко используются в технике (воздуховодах, трубках теплообменников, авиационных системах подачи и других приложениях) благодаря гибкости, сочетающейся в то же время с локальной жесткостью. Малые периодические возмущения шероховатости могут также возникать из-за дефектов изготовления при последовательных проходах инструмента.

Течения в гофрированных трубах известны благодаря их интересным акустическим свойствам [1-4]. Например, поток жидкости через трубу с гофрированными стенками генерирует тональные звуки [5]. Этот эффект возникает из-за неустойчивости тангенциального разрыва, образующегося в полостях гофра, который способствует усилению волн определенных частот, поэтому подразумевается, что течение должно рассматриваться как трехмерное или осесимметричное [2].

Другой акустический режим в гофрированных трубках может рассматриваться в приближении узких трубок, когда длина волны превышает поперечные размеры трубки [6-8]. В этом случае существуют только продольные волны. Если изменение поперечного сечения трубки происходит достаточно медленно с тем, чтобы волновой фронт оставался приблизительно плоским, задача может рассматриваться в квазиодномерном приближении, при котором поле волны зависит только от времени и осевой координаты. Тогда площадь поперечного сечения, являющаяся периодической функцией координаты, формирует периодические коэффициенты соответствующих дифференциальных уравнений. Этим условиям соответствует возможность параметрического возбуждения системы, приводящая к возникновению зон пропускания и запрещенных зон для акустических волн. При этом могут быть рассмотрены две задачи. Первая задача состоит в нахождении спектров звуковых волн в покоящейся среде, а вторая – при наличии основного потока в трубе. Известно, что в первом случае в линейном приближении задача может быть сведена к уравнениям типа Хилла и Матье [6]. Решения этих уравнений содержат парные экспоненциальные слагаемые, которые в зависимости от действительной и мнимой частей аргумента могут давать как периодические, так и возрастающие и затухающие решения. Как известно, чтобы отсечь неограниченно возрастающее аналитическое решение, необходимо потребовать обращения соответствующих констант перед экспонентами в ноль. В численном решении, однако, это может быть не так. В частности, решение соответствующих уравнений в полуограниченной трубке будет содержать как затухающие, так и возрастающие слагаемые, что приводит к возникновению параметрической неустойчивости – неограниченному экспоненциальному возрастанию решения по мере удаления от входа в трубку. Именно с этой точки зрения рассмотрена неустойчивость решения в работе [6]. Поскольку соответствующие экспоненты являются парными, это позволяет определять наличие запрещенных зон распространения волн как областей, в которых численное решение неограниченно возрастает из-за параметрической неустойчивости.

Задачей настоящего исследования является разработка соответствующего метода и построение диаграммы запрещенных зон.

1. Теоретическое описание

Рассмотрим полубесконечную гофрированную трубу с входным отверстием, расположенным в сечении с координатой $x = 0$. В рамках принятых допущений течение среды (жидкости или газа) внутри трубы описывается квазиодномерными уравнениями сохранения массы и импульса:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho S) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho v S) = 0, \quad (1)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + v \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = 0. \quad (2)$$

Здесь $\rho(x, t)$, $v(x, t)$, $p(x, t)$ – плотность, скорость и давление среды соответственно, $S(x)$ – площадь поперечного сечения трубы.

Следуя теории возмущений, представим параметры течения как сумму основного стационарного несжимаемого потока и наложенных на него нестационарных малых возмущений:

$$\rho(x, t) = \rho_0 + \varepsilon \rho_1(x, t), \quad (3)$$

$$p(x, t) = p_0(x) + \varepsilon p_1(x, t), \quad (4)$$

$$v(x, t) = v_0(x) + \varepsilon v_1(x, t), \quad (5)$$

где $\varepsilon \ll 1$. Примем, что возмущения давления и плотности в звуковой волне связаны стандартным соотношением $p_1 = c^2 \rho_1$, где c – скорость звука. Параметры несжимаемого стационарного основного потока обозначены нижним индексом 0, а возмущения обозначены нижним индексом 1. После подстановки (3)-(5) в уравнения (1) и (2) и дальнейшего упрощения можно получить линеаризованные уравнения для возмущений:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\rho_1}{\rho_0} \right) + v_0(x) \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho_1}{\rho_0} \right) + \frac{\partial v_1}{\partial x} + \frac{S'(x)}{S(x)} v_1(x, t) = 0, \quad (6)$$

$$\frac{\partial v_1}{\partial t} + v_0(x) \frac{\partial v_1}{\partial x} + c^2 \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho_1}{\rho_0} \right) + v_0'(x) v_1(x, t) + v_0(x) v_0'(x) \frac{\rho_1(x, t)}{\rho_0} = 0, \quad (7)$$

при этом скорость и давление в основном потоке определяются соответствующим стационарным решением:

$$v_0(x) = \frac{A}{S(x)}, \quad (8)$$

$$p_0(x) = p_0(0) + \frac{1}{2} \rho_0 (v_0^2(0) - v_0^2(x)) = p_0(0) + \frac{1}{2} \rho_0 \left(v_0^2(0) - \frac{A^2}{S^2(x)} \right), \quad (9)$$

где константа A определяется объемным расходом на входе в трубку, $A = v_0(0)S(0)$. Таким образом, если $S(x)$ является периодической функцией x , так что $S(x + L) = S(x)$ то $v_0(x)$ также является периодической с периодом L .

Будем искать решение уравнений (6)-(7) в виде гармонических волн:

$$\rho_1(x)/\rho_0 = r(x)e^{-i\omega t}/2 + c.c.,$$

$$v_1(x, t)/c = u(x)e^{-i\omega t}/2 + c.c.,$$

где $c.c.$ обозначает комплексное сопряжение. Тогда уравнения (6) и (7) относительно безразмерных огибающих $r(z)$ и $u(z)$ для безразмерной координаты $z = 2\pi x/L$ приобретают вид:

$$u'(z) + M(z)r'(z) + S'(z)u(z)/S(z) - i\gamma r(z) = 0, \quad (10)$$

$$r'(z) + M(z)u'(z) + M(z)M'(z)r(z) + (M'(z) - i\gamma)u(z) = 0, \quad (11)$$

где $\gamma = \omega L/(2\pi c)$ – безразмерная постоянная распространения и $M(x) = v_0(x)/c$ – число Маха основного потока. При этом предположение о несжимаемости основного потока означает, что $M(x)$ не превышает значений $0,2 \dots 0,3$. Система (10)-(11) представляет собой линейную систему обыкновенных дифференциальных уравнений с периодическими коэффициентами.

При отсутствии основного потока уравнения (10)–(11) могут быть приведены к следующему:

$$r''(z) + (S'(z)/S(z))r'(z) - \gamma^2 r(z) = 0, \quad (12)$$

которое можно упростить, введя новую переменную $y(z) = r(z)\sqrt{S_0(z)}$ для получения уравнения Хилла:

$$y''(z) + (\gamma^2 + f(z))y(z) = 0, \quad (13)$$

где $f(z)$ – периодическая функция, зависящая от $S(z)$:

$$f(z) = \left(\frac{S'(z)}{2S(z)}\right)^2 + \frac{S''(z)}{2S(z)}. \quad (14)$$

Вводя выражение для периодического сечения трубы:

$$S(x) = S_0(1 + \mu \sin z), \quad (15)$$

где $S_0 = S(0)$, а μ – амплитуда гофра, можно получить:

$$\frac{S'(z)}{S(z)} = \frac{\mu \cos z}{1 + \mu \sin z}. \quad (16)$$

Для функции $S(z)$, определяемой формулой (14), это приводит к следующему выражению для $f(z)$:

$$f(z) = -\mu \frac{2 \sin z - \mu(1 - 3 \sin^2 z)}{4(1 + \mu \sin z)^2}, \quad (17)$$

Линейная часть $f(z)$ относительно μ дает $f(z) = -(\mu/2) \sin z + O(\mu)^2$, что приводит к классической форме уравнения Матье:

$$y''(z) + (\gamma^2 - (\mu/2) \sin z)y(z) = 0, \quad (18)$$

для которого наличие параметрического резонанса хорошо известно [9].

В работе [6] было показано, что при наличии основного потока линеаризация уравнений (10) и (11) относительно μ , при дополнительном предположении, что $M \ll 1$, приводит к относительно простому уравнению Хилла с первой областью неустойчивости (запрещенной зоной), приближенно описываемой неравенством:

$$1 - \frac{\mu}{2} < \frac{\gamma}{1 - M^2(0)} < 1 + \frac{\mu}{2}. \quad (19)$$

Отсюда видно, что ширина и положение запрещенной зоны зависят от скорости основного потока.

2. Результаты численных исследований и их анализ

Тот факт, что уравнения (10) и (11) содержат периодические коэффициенты, означает, что общее решение этой системы уравнений содержит парные экспоненциальные слагаемые вида $\exp(\pm iRz)$. Характер решения (периодический, возрастающий или затухающий) определяется мнимой частью числа R . Решение всегда содержит парные экспоненты, одна из которых соответствует возрастающему решению, вторая — затухающему. В аналитическом решении константу перед возрастающим слагаемым следовало бы положить равной нулю по физическому смыслу решения. Однако, при численном решении это сделать невозможно, что приводит к параметрическому усилению распространяющейся по трубке волны. Таким образом, значения параметров, соответствующие запрещенным зонам распространения волн, можно определить по наличию неустойчивости численного решения, не прибегая к линеаризации системы (10)-(11) по амплитуде гофра.

Исследуем области устойчивости решений численно, решая уравнения (10) и (11) с начальными условиями (параметры среды на входе в трубку) в каждой точке сетки (μ, γ) размерностью 1000×1000 . Условие, при котором решение считается неустойчивым, состоит в том, что амплитуды $u(z)$ или $r(z)$ при $z = 1000$ более чем в 10 раз превышают соответствующие амплитуды на входе (при $z = 0$). Для ускорения процесса были проведены параллельные вычисления. Решая эту задачу для нескольких чисел Маха основного потока на входе $M(0)$, получаем диаграммы устойчивости, представленные на рис. 1. Области неустойчивости, соответствующие запрещенным зонам, окрашены в черный цвет, т.е. для любых γ и μ внутри этих полос численное решение уравнений (10) и (11) обладает параметрической неустойчивостью.

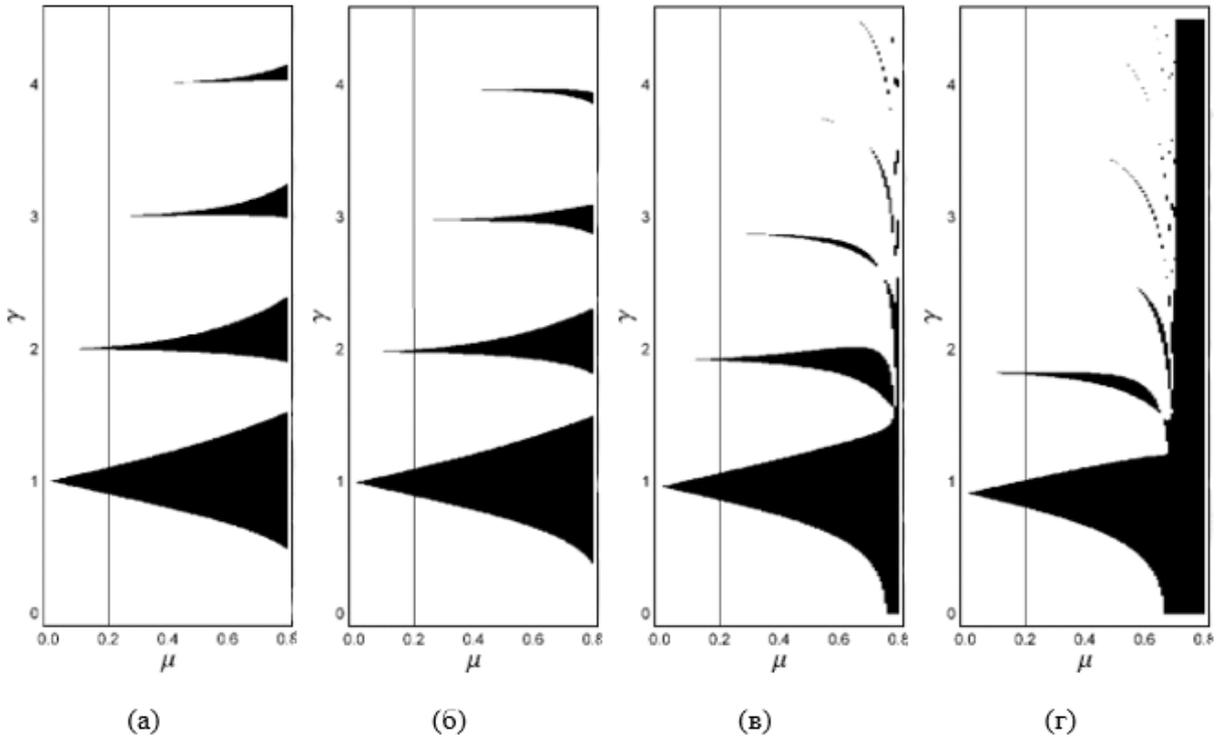


Рис. 1. Области неустойчивости решений уравнений (10)-(11) при различных числах Маха основного потока: (а) $M(0) = 0$; (б) $M(0) = 0,1$; (в) $M(0) = 0,2$; (г) $M(0) = 0,3$

Отметим, что полученные диаграммы неустойчивости численных решений не совпадают с диаграммами запрещенных зон, поскольку области решений правее $\mu = 0,2$ представляют скорее математический интерес: при больших значениях амплитуды гофра исходные допущения о плоском фронте волны может не выполняться. Эта граница отмечена на диаграммах вертикальной линией.

Показаны первые четыре полосы неустойчивости с приблизительными центральными длинами волн $\lambda \approx L/n, n = 1, 2, 3, 4$. Первая и самая широкая полоса неустойчивости ($\lambda \approx L$) почти симметрична и относительно точно описывается в рамках принятых допущений, особенно для малых чисел Маха. Полосы неустойчивости высших порядков имеют порог амплитуды гофра μ , и чем выше порядок полосы, тем больше этот порог. Видно, что при увеличении числа Маха происходит смещение полос по частоте, причем вторая полоса более чувствительна к числу Маха, чем первая. В целом такой характер влияния параметров на первую зону хорошо согласуется с приближенным решением (19): увеличение $M(0)$ приводит к смещению γ к более низким значениям, а ширина запрещенной зоны порядка амплитуды гофра μ .

С точки зрения математических свойств уравнений примечательно, что при $M(0)=0,3$ (рис. 1, (г)) появляется область, для которой неустойчивость является безусловной по γ (примерно $\mu > 0,7$). Отметим снова, что решение в этой области не удовлетворяет начальным допущениям и поэтому не представляет физического интереса.

Заключение

Предложенный метод нахождения запрещенных зон распространения акустических волн в каналах с периодической площадью поперечного сечения основан на численном определении устойчивости линеаризованной системы уравнений относительно малых возмущений параметров потока. Достоинством метода является то, что он может быть использован при различных законах изменения площади поперечного сечения, а не только синусоидальных, поскольку для численного решения уравнений такого допущения не требуется. В то же время необходимо отметить, что для этого нужно выполнение исходных допущений, то есть поперечное сечение канала должно меняться достаточно гладко, чтобы не нарушать гипотезы о плоском фронте волны.

Результаты численного исследования совпали для частного случая, в котором в более ранних работах автора было получено аналитическое решение.

Анализ результатов показывает, что наиболее широкой и, как следствие, практически значимой, является первая запрещенная зона для звуковых волн с длиной порядка периода гофра. При этом увеличение скорости основного потока позволяет смещать центр запрещенной зоны в область более низких частот. Для смещения области в зону более высоких частот нужно создать поток, текущий в обратном направлении (навстречу бегущей волне). Смещение центра запрещенной зоны составляет порядка 5-7%. Теоретически, это позволяет управлять акустическими свойствами гофрированных трубок в небольшом диапазоне частот.

Список литературы

1. Rajavel B., Prasad M.G. Acoustics of corrugated pipes: A review // Appl. Mech. Rev. 2013. Vol. 65, № 5. P. 050000-1 - 050000-24.
2. Nakiboğlu G., Belfroid S.P.C., Golliard J., Hirschberg A. On the whistling of corrugated pipes: Effect of pipe length and flow profile // Journal of Fluid Mechanics. 2011. Vol. 672. P. 78–108.

3. Galeron G., Amielh M., Mattei P.-O. Characterization of acoustic sources in a corrugated pipe flow with linear stochastic estimation // *J. Acoust. Soc. Am.* 2021. Vol. 150, № 60. P. 4268.
4. Lim H.-C., Razi F. Experimental Study of Flow-Induced Whistling in Pipe Systems Including a Corrugated Section // *Energies*. 2018. Vol. 11. № 8. P. 1954.
5. Crawford F.S. Singing corrugated pipes // *J. Acoust. Soc. Am.* 1975. Vol. 58, № S1. P. S2–S2.
6. Быков Н.В., Пустовойт В.И. Об устойчивости течения жидкости в канале периодического сечения // *Доклады Академии Наук. Физика*, 2010. Т. 433. №5. С. 625–630.
7. Lau F.J.P., Campos L.M.B.C. On the effect of wall undulations on the acoustics of ducts with flow // *J. Sound Vib.* 2004. Vol. 270, № 1–2. P. 361–378.
8. Hawwa M.A. Asymptotic wave speed estimation in weakly undulated ducts carrying mean flow // *J. Sound Vib.*, 2015. Vol. 357. P. 245–252.
9. Chen G., Tian J., Bin-Mohsin B., Nessler R., Svidzinsky A., Scully M.O. Parametric resonances: from the Mathieu equation to QASER // *Phys. Scr.* 2016. Vol. 91, № 7. P. 073004.

References

1. Rajavel B., Prasad M.G. Acoustics of corrugated pipes: A review // *Appl. Mech. Rev.* 2013. Vol. 65, № 5. P. 050000-1 - 050000-24.
2. Nakiboğlu G., Belfroid S.P.C., Golliard J., Hirschberg A. On the whistling of corrugated pipes: Effect of pipe length and flow profile // *Journal of Fluid Mechanics*. 2011. Vol. 672. P. 78–108.
3. Galeron G., Amielh M., Mattei P.-O. Characterization of acoustic sources in a corrugated pipe flow with linear stochastic estimation // *J. Acoust. Soc. Am.* 2021. Vol. 150, № 60. P. 4268.
4. Lim H.-C., Razi F. Experimental Study of Flow-Induced Whistling in Pipe Systems Including a Corrugated Section // *Energies*. 2018. Vol. 11. № 8. P. 1954.
5. Crawford F.S. Singing corrugated pipes // *J. Acoust. Soc. Am.* 1975. Vol. 58, № S1. P. S2–S2.
6. Bykov N. V., Pustovoit V.I. On the stability of fluid flow in a periodic channel // *Dokl. Phys.* 2010. Vol. 55, № 8. P. 409–414.
7. Lau F.J.P., Campos L.M.B.C. On the effect of wall undulations on the acoustics of ducts with flow // *J. Sound Vib.* 2004. Vol. 270, № 1–2. P. 361–378.
8. Hawwa M.A. Asymptotic wave speed estimation in weakly undulated ducts carrying mean flow // *J. Sound Vib.*, 2015. Vol. 357. P. 245–252.
9. Chen G., Tian J., Bin-Mohsin B., Nessler R., Svidzinsky A., Scully M.O. Parametric resonances: from the Mathieu equation to QASER // *Phys. Scr.* 2016. Vol. 91, № 7. P. 073004.

УДК: 534.121.1
OECD: 1.03.AA

Акустическое излучение пластины в поле действия турбулентных пульсаций давления

Светлов В.В.

К.т.н., ФАУ «ЦАГИ», ул. Радио 17, 105005, г. Москва, РФ

Аннотация

В статье описан алгоритм расчета акустического излучения пластины, находящейся в поле действия пристеночных турбулентных пульсаций давления применительно к излучению панелей фюзеляжа в салон самолета. Используемый подход основан на разложении колебаний пластины по базисным функциям. В качестве воздействующей силы используется нагрузка, которая задается моделью, предложенной Ефимцовым Б.М. Вибрационные поля рассчитываются на основе дифференциальных уравнений колебаний пластины. Интенсивность прошедшего за пластину звука определяется посредством численного интегрирования в пределах акустической области волновых чисел. Приведено сравнение полученных результатов с известными асимптотическими соотношениями.

Ключевые слова: неподкрепленная пластина, турбулентный пограничный слой, виброускорение, интенсивность акустического излучения.

Noise generation of the plate in the field of turbulent pressure pulsations

Svetlov V.V.

PhD, Central Aerodynamics Institute, Moscow Branch, 17, Radio str., 105005, Moscow, Russia

Abstract

The article describes an algorithm for calculating the acoustic radiation of a plate located in the wall pressure structuration field beneath a turbulent boundary layer in relation to the radiation of sound into the aircraft cabin. The approach used is based on the decomposition of plate vibrations by basic functions. The load is given by the Efimtsov B.M. model. Vibration fields are calculated on the basis of differential equations of plate vibrations. The intensity of the sound passing behind the plate is determined by numerical integration within the acoustic region of the wave numbers. The obtained results are compared with the known asymptomatic relations.

Keywords: *unsupported plate, turbulent boundary layer, vibration acceleration, acoustic radiation intensity.*

Введение

Среди общих проблем защиты от негативного акустического воздействия важное место занимают вопросы, связанные с авиационным шумом. Авиационный шум отличается от других источников, таких как автомобильный и железнодорожный транспорт, инженерно-технологическое оборудование предприятий, проведение

строительных работ тем, что имеет высокие уровни звука. Основными источниками шума, создаваемого воздушными судами (ВС) на местности, являются силовая установка и планер с элементами его механизации, а в салоне – силовая установка, источники, связанные с обтеканием поверхности фюзеляжа ВС и системы внутреннего бортового оборудования.

Отличительной чертой основных источников шума в салоне ВС является их аэродинамическая природа возникновения. Они имеют различные пути и механизм воздействия, что приводит к необходимости использования разных подходов к снижению негативного акустического воздействия. В зависимости от вида силовой установки, в салоне ВС может формироваться поле с разным спектральным составом. В случае двухконтурных турбореактивных двигателей преимущественно формируется поле со сплошным спектром в широком диапазоне частот, при использовании турбовинтовой силовой установки – сплошным спектром с ярко выраженными узкополосными составляющими. Механическое воздействие силовой установки на пилон сопровождается появлением структурного шума. Внутреннее бортовое оборудование, такое как система вентиляции и кондиционирования воздуха – носит аэродинамический характер воздействия. Исследования показывают, что при высоких дозвуковых скоростях (числах Маха более 0,4) значимым, по суммарному вкладу в общий уровень, источником становится шум, вызванный колебаниями упругой поверхности фюзеляжа под действием турбулентного пограничного слоя (ТПС) [1].

Существующие методы расчета вибрации и акустического излучения пластин фюзеляжа ВС под воздействием турбулентного пограничного слоя [2, 3] основаны на различных подходах, каждый из которых имеет свои сильные и слабые стороны. К недостаткам имеющихся методов можно отнести: ограниченность частотного диапазона расчета, использование в качестве геометрического параметра только толщины пластины, пренебрегая ее габаритными размерами, отсутствие точных исходных данных, которые зачастую получаются экспериментальным путем и только для конкретных конструкций и пр. Использование же численных методов, в частности метода конечных элементов, позволяет с высокой точностью определить искомые виброакустические параметры, однако требует такого числа конечных элементов, что практическая реализация требует существенных временных затрат, что становится серьезной проблемой при его использовании.

1. Перемещения неподкреплённой пластины

Рассмотрим подход, основанный на разложении колебаний пластины по базисным функциям [4]. В общем случае, уравнение, описывающее колебания тонкой пластины (рисунок 1) для изгибных волн, имеет вид:

$$D(1 + i\eta)\Delta^2 w + \rho h \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = Q(x, y, t) \quad (1)$$

где D – цилиндрическая жесткость пластины, η – коэффициент потерь материала пластины, Δ – оператор Лапласа в декартовой системе координат, w – нормальное смещение пластины, ρ – плотность материала пластины, h – толщина пластины, t – время, Q – обобщенная сила, которая в данном случае описывает некоторое внешнее воздействие пристеночных турбулентных пульсаций давления, оказываемое на пластину.

Применив преобразование Фурье к уравнению (1) и разложив его по базисным функциям [5] $f_{m_1 m_2} = \sin\left(\frac{m_1 \pi x}{L_1}\right) \sin\left(\frac{m_2 \pi y}{L_2}\right)$ получим выражение для виброперемещений свободно опертой пластины:

$$\sum_{m_1 m_2}^{\infty} [D(1 + i\eta)(k_1^2 + k_2^2)^2 - \rho h \omega^2] W_{m_1 m_2} f_{m_1 m_2} = \sum_{m_1 m_2}^{\infty} Q_{m_1 m_2} f_{m_1 m_2} \quad (2)$$

где $k_1 = \frac{m_1 \pi}{L_1}$, $k_2 = \frac{m_2 \pi}{L_2}$, m_1 и m_2 – целые числа (1, 2, 3...), ω – круговая частота.

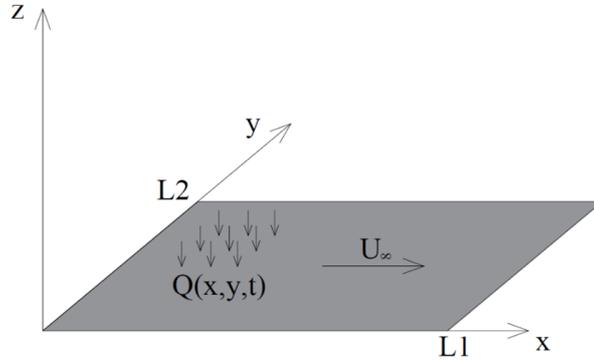


Рис. 1. Расчетная схема тонкой неподкрепленной пластины под действием ТПС

Правая часть в (2) является коэффициентами разложения обобщенной силы $Q(x,y,\omega)$ по базисным функциям. Используя ортогональность базисных функций, получим явное выражение для этих коэффициентов:

$$Q_{m_1 m_2} = \frac{1}{v^2} \int_0^{L_1} \int_0^{L_2} Q(x,y,\omega) f_{m_1 m_2} dx dy \quad (3)$$

Нормировочная константа $C = \frac{1}{v^2}$ находится из выражения:

$$\frac{1}{C} = \int_0^{L_1} \int_0^{L_2} (f_{m_1 m_2})^2 dx dy = \int_0^{L_1} \int_0^{L_2} \sin^2(k_1 x) \sin^2(k_2 y) dx dy = \frac{L_1 L_2}{4} \quad (4)$$

После подстановки полученных выражений в (2) получим формулу общего решения для нахождения перемещений неподкрепленной пластины:

$$W(x,y,\omega) = \sum_{m_1 m_2}^{\infty} W_{m_1 m_2} f_{m_1 m_2} = \sum_{m_1 m_2}^{\infty} \frac{Q_{m_1 m_2} f_{m_1 m_2}}{D(1 + i\eta)(k_1^2 + k_2^2)^2 - \rho h \omega^2} \quad (5)$$

2. Спектр виброперемещений пластины под действием ТПС

В уравнении (5) обобщенная сила имеет размерность давления, которое представляет собой силу на единицу поверхности. В случае воздействия на пластину пульсаций давления ТПС, нагрузка носит случайную природу, поэтому, в данном случае, невозможно найти такую детерминированную величину как виброперемещение. Корректно говорить о спектральной плотности этой величины.

Для нахождения спектральной плотности виброперемещений $|W|^2$ необходимо W в уравнении (5) умножить на комплексно-сопряженную величину W^* . Это действие вполне обоснованно при рассмотрении колебаний панели обшивки ВС, вызываемых безотрывным ТПС:

$$|W|^2 = WW^* = \sum_{m_1 m_2}^{\infty} \frac{Q_{m_1 m_2} Q_{m_1 m_2}^* \sin^2(k_1 x) \sin^2(k_2 y)}{[D(1 + i\eta)(k_1^2 + k_2^2)^2 - \rho h \omega^2][D(1 - i\eta)(k_1^2 + k_2^2)^2 - \rho h \omega^2]} \quad (6)$$

Числитель в (6), в соответствие с положениями работы [4], также разложим по базисным функциям и представим в виде:

$$\begin{aligned} \Phi_{m_1 m_2} &= Q_{m_1 m_2} Q_{m_1 m_2}^* \\ &= C^2 \int_0^{L_1} \int_0^{L_2} \int_0^{L_1} \int_0^{L_2} \Phi(x, y, x', y', \omega) \sin^2(k_1 x) \sin^2(k_2 y) \sin^2(k_1 x') \sin^2(k_2 y') dx dy dx' dy' \end{aligned} \quad (7)$$

где $\Phi(x, y, x', y', \omega)$ – спектр пространственных корреляций случайного поля турбулентных пульсаций давления, определяющий интенсивность и взаимную корреляцию спектральных составляющих в двух произвольных точках наблюдения (x, y) и (x', y') .

Заменяя для краткости записи знаменатель в (6) на $Z_{m_1 m_2}$, получим формулу для нахождения квадратичного значения спектра виброперемещений в любой точке пластины:

$$S_W = \sum_{m_1 m_2} \frac{\Phi_{m_1 m_2}}{Z_{m_1 m_2}} \sin^2(k_1 x) \sin^2(k_2 y) \quad (8)$$

Для нахождения среднеквадратичного значения виброперемещений воспользуемся теоремой Лагранжа о среднем значении:

$$\overline{S_W} = \frac{1}{L_1 L_2} \int_0^{L_1} \int_0^{L_2} \sin^2(k_1 x) \sin^2(k_2 y) dx dy \sum_{m_1 m_2} \frac{\Phi_{m_1 m_2}}{Z_{m_1 m_2}} = \frac{1}{4} \sum_{m_1 m_2} \frac{\Phi_{m_1 m_2}}{Z_{m_1 m_2}} \quad (9)$$

3. Модель ТПС

Существует большое число моделей частотно-волнового спектра ТПС, которые позволяют определить спектральную плотность пространственных корреляций, необходимую для вычисления спектра виброперемещений пластины. В качестве расчетной модели в данной работе выберем модель спектра пространственных корреляций случайного поля турбулентных пульсаций давления, предложенную Ефимцовым Б.М. [6].

В выбранной модели учитывается зависимость пространственной корреляции пульсаций давления от толщины пограничного слоя (δ), что является удобным в рассматриваемой задаче. Согласно этой модели, спектральная плотность давления в двух различных точках (x, y) и (x', y') задается в следующем виде:

$$\Phi(x, y, x', y', \omega) = \frac{\bar{p}^2}{\Delta\omega} \exp\left(\frac{-|x - x'|}{\Lambda_1}\right) \exp\left(\frac{-|y - y'|}{\Lambda_2}\right) \exp\left(\frac{-i\omega(x - x')}{U_{ph}}\right) \quad (10)$$

где \bar{p}^2 – среднеквадратичное значение турбулентных пульсаций давления, $\Delta\omega$ – ширина полосы круговой частоты, Λ_1 и Λ_2 – масштабы корреляции, U_{ph} – фазовая скорость.

Пространственные масштабы корреляции по соответствующим осям координат определяются соотношениями из [6].

Характеристики ТПС по модели Ефимцова Б.М. могут быть вычислены методом, изложенным в [7]. Этот метод позволяет по известному числу Маха (M_∞), высоте полета и расстоянию от носа ВС вычислить спектр пульсаций давления в третьоктавной полосе частот.

Интеграл в выражении (7) для краткости записи заменим на обозначение I_1 . Данный интеграл рассчитывался численным методом.

После подстановки замены в (10) получаем итоговую формулу для нахождения коэффициентов разложения обобщенной силы (7) получим:

$$\Phi_{m_1 m_2} = C^2 \cdot \frac{\bar{p}^2}{\Delta\omega} \cdot I_1 \quad (11)$$

4. Спектр виброускорения и интенсивности акустического излучения пластины под действием ТПС

Найдем связь между волновыми числами в распространяющейся звуковой волне, используя волновое уравнение для давления в системе координат, представленной на рисунке 1.

Обозначим скорость колебательных движений в воздухе за пластиной, сопровождающуюся переносом звуковой энергии через V_a . Учитывая малую амплитуду колебаний пластины, можно считать, что колебательная скорость (V) направлена по нормали к ее поверхности и равна колебательной скорости частиц воздуха, движение которых сопровождается излучением акустической энергии, т.е.

$$V_a(k_x, k_y, \omega)|_{z=0} = V(k_x, k_y, \omega) \quad (12)$$

Используя линеаризованное уравнение Эйлера можно получить связь между колебательной скоростью частиц среды и звуковым давлением:

$$V_a(k_x, k_y, \omega)|_{z=0} = -\frac{1}{i\omega\rho_0} \frac{\partial p}{\partial z}|_{z=0} \quad (13)$$

где ρ_0 – плотность воздуха за пластиной.

Представив звуковое давление в поле излучения пластины согласно [3] получим связь между волновыми числами:

$$k_z^2 = k_0^2 - (k_x^2 + k_y^2) \quad (14)$$

где k_0 – волновое число для воздуха.

Подставляя в (13) связь между волновыми числами и, учитывая, что $\frac{\partial p}{\partial z} = ik_z p(k_x, k_y)$ получаем:

$$p(k_x, k_y) = -\frac{\rho_0 c_0 V(k_x, k_y) k_0}{\sqrt{k_0^2 - (k_x^2 + k_y^2)}} \quad (15)$$

Выразим интенсивность акустического излучения (мощность на единицу поверхности) с использованием соотношения из [8]. Таким образом для спектральных величин получим окончательное соотношение:

$$S_I = \iint_{k_x^2 + k_y^2 < k_0^2} \frac{\rho_0 \omega S_V(k_x, k_y)}{2\sqrt{k_0^2 - (k_x^2 + k_y^2)}} dk_x dk_y \quad (16)$$

Для того, чтобы воспользоваться формулой (16), необходимо представить S_V в волновом пространстве. Для этого воспользуемся теоремой Парсеваля и выполним преобразование Фурье, учитывая связь спектра виброперемещения (S_W) со спектром виброскорости (S_V) в частотном пространстве:

$$S_W = \frac{1}{4\pi^2} \sum_{m_1 m_2}^{\infty} |W(x, y)|^2 \cdot \left| \int_0^{L_1} \sin(k_1 x) e^{-ik_x x} dx \int_0^{L_2} \sin(k_2 y) e^{-ik_y y} dy \right|^2 \quad (17)$$

Вычислим соотношения из (17):

Вычислив интеграл в (17) и раскрыв модуль получим:

$$S_W = \frac{1}{4\pi^2} \sum_{m_1 m_2}^{\infty} \frac{\Phi_{m_1 m_2}}{Z_{m_1 m_2}} \cdot \frac{2k_1^2 [1 - (-1)^{m_1} \cos(k_x L_1)]}{[k_1^2 - k_x^2]^2} \cdot \frac{2k_2^2 [1 - (-1)^{m_2} \cos(k_y L_2)]}{[k_2^2 - k_y^2]^2} \quad (18)$$

Подставив взаимосвязь между спектром виброскорости со спектром виброперемещения $S_V = \omega^2 S_W$ в (16), получим формулу для расчета спектра интенсивности:

$$I = \frac{\rho_0 \omega^3}{2} \iint_{k_x^2 + k_y^2 < k_0^2} \frac{S_W}{\sqrt{k_0^2 - (k_x^2 + k_y^2)}} dk_x dk_y \quad (19)$$

Для того, чтобы вычислить (19), удобно выполнить замену переменных в интеграле, чтобы интегрирование проходило по прямоугольной области. Замена переменных через $k_x = h_0 \cos \phi$ и $k_y = h_0 \sin \phi$ и вычисление якобиана такого преобразования позволяют записать выражение для интенсивности акустического излучения в следующем виде:

$$\begin{aligned} I &= \frac{\rho_0 \omega^3}{2} \frac{1}{4\pi^2} \int_0^{k_0} \int_0^{2\pi} \frac{S_W(h_0 \cos \phi, h_0 \sin \phi)}{\sqrt{k_0^2 - (k_x^2 + k_y^2)}} h_0 d\phi dh_0 = \\ &= \frac{\rho_0 \omega^3}{8\pi^2} \int_0^{k_0} \int_0^{2\pi} \sum_{m_1 m_2}^{\infty} \frac{\Phi_{m_1 m_2}}{Z_{m_1 m_2}} \cdot \frac{2\left(\frac{m_1 \pi}{L_1}\right)^2 [1 - (-1)^{m_1} \cos(h_0 \cos(\phi) L_1)]}{\sqrt{k_0^2 - h_0^2 \cdot \left[\left(\frac{m_1 \pi}{L_1}\right)^2 - (h_0 \cos(\phi))^2\right]^2}} \times \\ &\quad \times \frac{2\left(\frac{m_2 \pi}{L_2}\right)^2 [1 - (-1)^{m_2} \cos(h_0 \sin(\phi) L_2)]}{\left[\left(\frac{m_2 \pi}{L_2}\right)^2 - (h_0 \sin(\phi))^2\right]^2} h_0 d\phi dh_0 \end{aligned} \quad (20)$$

5. Асимптотические соотношения для спектра виброускорения и интенсивности акустического излучения пластины под действием ТПС

Для проверки расчета, выполненного по формуле (9), воспользуемся асимптотическим соотношением для расчета спектра виброускорения упругой конструкции, находящейся под действием ТПС из [2]:

$$\Phi_{\ddot{W}}(f) = \frac{\Phi_q(f) F(\beta) n(f)}{2(\rho h)^2 \eta} \quad (21)$$

где Φ_q – спектральная плотность пульсаций давления, $n(f)$ – отношение плотности собственных частот упругой конструкции к плотности собственных частот пластины (в случае плоской пластины принимается равным 1), ρ – плотность материала конструкции, η – коэффициент потерь, $F(\beta)$ – функция безразмерных параметров, определяемая из [2].

Для проверки расчета, выполненного по формуле (20), воспользуемся асимптотическим соотношением для расчета спектра интенсивности акустического излучения упругой конструкции, находящейся под действием ТПС из [3,9]:

$$\Phi_I(f) = \frac{\Phi_q(f) F(\beta) \tilde{n}(f) \eta_{\text{н}}}{2\rho h \omega} \frac{\eta_{\text{н}}}{\eta} \quad (22)$$

где все множители соответствуют (21), а $\eta_{\text{н}}/\eta$ – отношение коэффициента потерь на излучение к коэффициенту потерь в пластине определяются экспериментально и может быть принят из [3].

6. Вычисление спектра виброускорения и интенсивности акустического излучения пластины под действием ТПС

Получив выражения (9) и (20) произведем вычисление спектров виброускорения и интенсивности акустического излучения пластины.

Первоначально необходимо задаться параметрами, характеризующими саму пластину. Примем длину пластины $L_1 = 1$ м, ширину пластины $L_2 = 0.75$ м, толщину $h = 10^{-3}$ м, коэффициент потерь $\eta = 0.01$, материал – алюминий. Средой, находящейся за пластиной, примем воздух с параметрами $c_0 = 343$ м/с и $\rho_0 = 1.2$ кг/м³.

Расчеты для модели, предложенной Ефимцовым Б.М., произведем с помощью метода из [7], для этого примем, что пластина находится на расстоянии 30 м от носа ВС, полет происходит на высоте 9000 м с числом Маха равным 0.8.

Сравнение результатов расчета уровня виброускорения и уровня интенсивности акустического излучения пластины под действием ТПС для $m_1 = 100$ и $m_2 = 100$ представлено на рисунках 2-3.

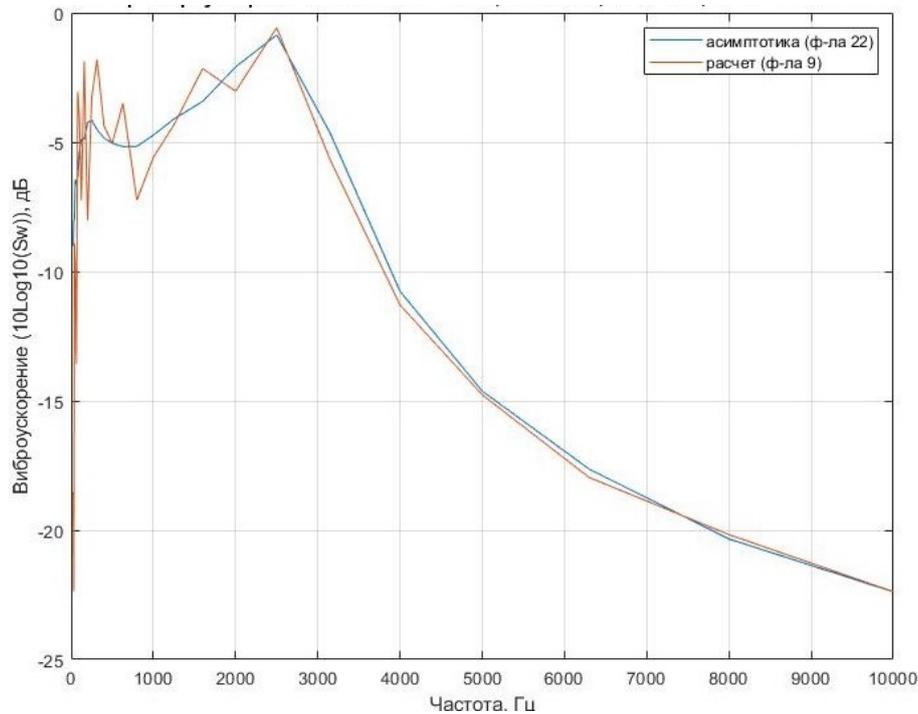


Рис. 2. Сравнение расчета 1/3 октавных уровней виброускорения тонкой неподкрепленной пластины под действием ТПС по формуле (9) с асимптотическим соотношением по формуле (21)

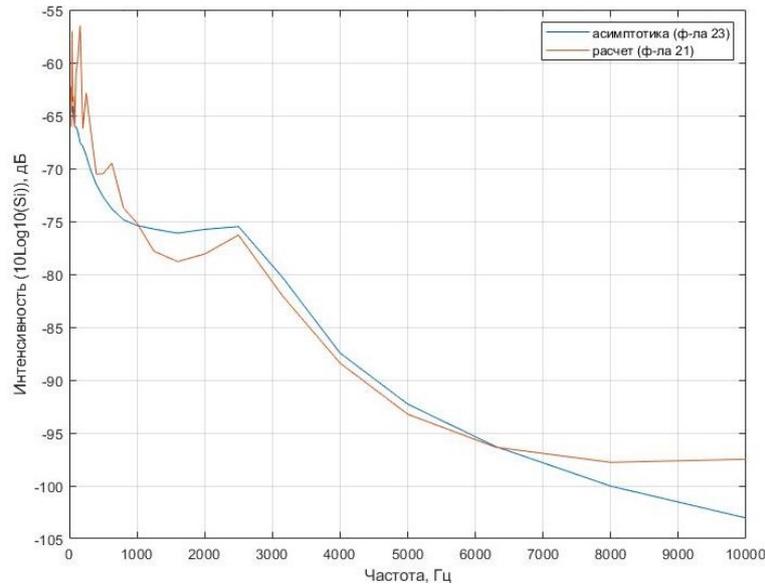


Рис. 3. Сравнение расчета 1/3 октавных уровней интенсивности акустического излучения тонкой неподкрепленной пластины под действием ТПС по формуле (20) с асимптотическим соотношением по формуле (22)

Влияние числа мод на спектры виброускорения и интенсивности акустического излучения пластины представлено на рисунках 4-5.

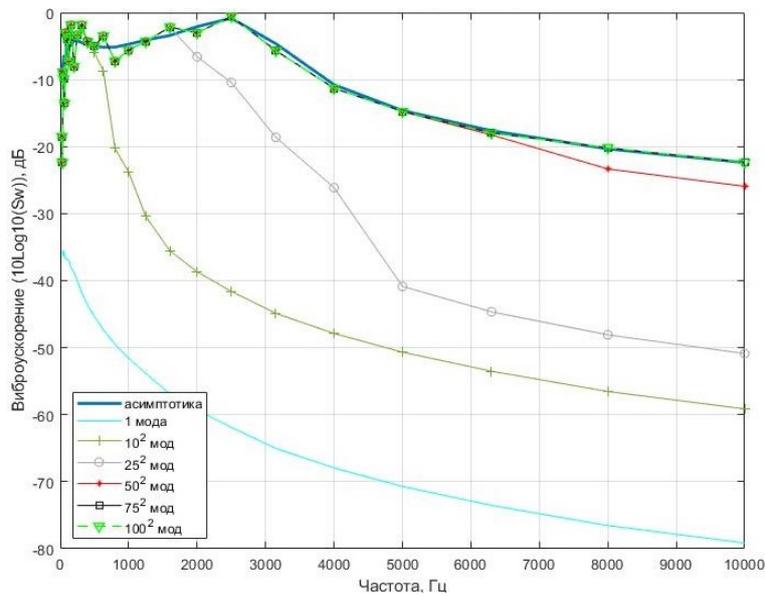


Рис. 4. Влияние числа мод на 1/3 октавные уровни виброускорения пластины, формула (9)

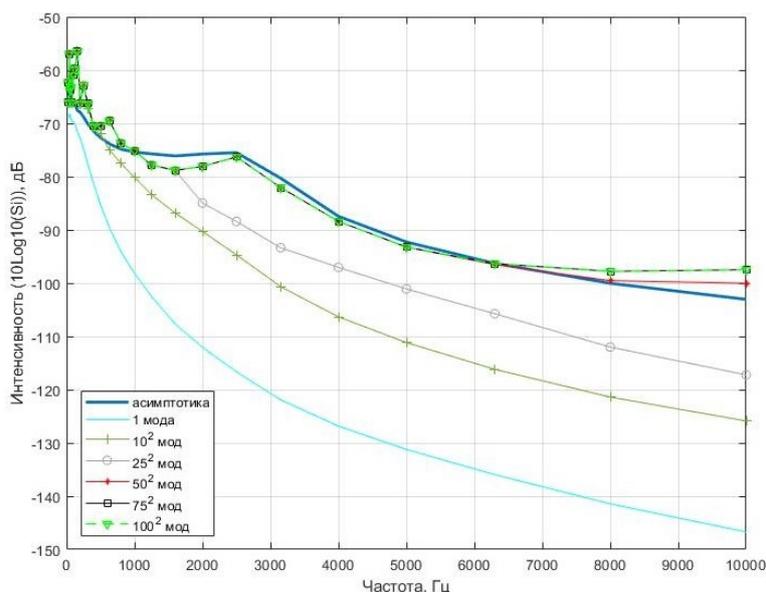


Рис. 5. Влияние числа мод на 1/3 октавные уровни интенсивности акустического излучения пластины формула (20)

Заклучение

По результатам сравнения данных по предложенному алгоритму расчета с асимптотическими выражениями для виброускорения и интенсивности акустического излучения тонкой неподкрепленной пластины, находящейся в поле действия пристеночных пульсаций давления турбулентного пограничного слоя, получена удовлетворительная сходимость.

В отличие от асимптотических соотношений, предложенный алгоритм учитывает влияние собственных форм колебаний пластины в области низких частот, а также влияние явления волнового совпадения в области высоких частот. Алгоритм обладает высокой скоростью расчета по сравнению с численными методами и позволяет при сравнительно небольшом числе мод, получать значения во всем слышимом диапазоне 1/3 октавных полос частот для наиболее характерных размеров пластин, применяемых в авиастроении.

Примененный подход может быть использован для решения задач по определению виброакустических полей как при других видах нагрузки, так и при иных геометрических формах пластины.

Работа выполнена при финансовой поддержке РФФ (грант 21-71-30016).

Список литературы

1. Ефимцов Б.М. Колебания обшивки фюзеляжа самолета, вызываемые турбулентным пограничным слоем // Учен. зап. ЦАГИ. 1987. Т. XVIII, №1 стр. 90-97.
2. Ефимцов Б.М., Колебания цилиндрической панели в поле турбулентных пульсаций давления // Акуст. журн. 1986. Т. 32. № 4. с. 536–538.
3. Авиационная акустика. Часть 2 / под ред. А.Г. Мунина. М.: Машиностроение, 1986. 264 с.
4. Martin N.C., Leehey P., Low wavenumber wall pressure measurements using a rectangular membrane as a spatial filter // Journal of Sound and Vibration. 1977, V. 52, N. 1. pp. 95-120.

5. Вибрации в технике. Том 1 / под ред. В.В. Болотина. М.: Машиностроение, 1978. 352 с.
6. Ефимцов Б.М., Характеристики поля пристеночных турбулентных пульсаций давления при больших числах Рейнольдса // Акуст. журн. 1982. Т. 28. № 4. с. 491–497.
7. David Alan Bies, A review of flight and wind tunnel measurements of boundary layer pressure fluctuations and induced structural response". NASA CR-626, 1966. p. 94.
8. Заборов В.И. Теория звукоизоляции ограждающих конструкций. Издание 2-е. М.: Стройиздат, 1969. 184 с.
9. Ефимцов Б.М. Применение энергетического статистического метода для оценки акустического излучения пластин при псевдозвуковом нагружении // Тр. ЦАГИ. 1978. Вып. 1902 с. 3-8.

References

1. Efimtsov B.M. Vibration of the aircraft fuselage skin caused by a turbulent boundary layer // Scientific notes of TsAGI. 1987. V. XVIII. № 1. P. 90-97.
2. Efimtsov B.M. Cylindrical panel vibrations in a turbulent pressure pulsation field // Akustichesky zhurnal, 1986. V. 32. № 4. P. 536-538.
3. Aviation acoustics. Path 2 / edited by A.G. Munin. M.:Mashinostroenie, 1986. P. 264.
4. Martin N.C., Leehey P., Low wavenumber wall pressure measurements using a rectangular membrane as a spatial filter // Journal of Sound and Vibration. 1977, V. 52, N. 1. P. 95-120.
5. Vibrations in technic. Volume 1 / edited by V.V. Bolotin. M.:Mashinostroenie, 1978. P. 352.
6. Efimtsov B.M. Characteristics of the wall turbulent pressure fluctuation field at high Reynolds numbers // Akustichesky zhurnal, 1982. V. 28. № 4. P. 491-497.
7. David Alan Bies, A review of flight and wind tunnel measurements of boundary layer pressure fluctuations and induced structural response". NASA CR-626, 1966. P. 94.
8. Zaborov V.I. Theory of sound isolation of enclosing constructions. Edition 2. M:Stroyizdat. 1969. P. 184.
9. Efimtsov B.M. Application of the energetic statistical method for evaluation of the acoustic radiation of plates under pseudosound loading // Proceedings of TsAGI. 1978. V. 1902. P. 3-8.

УДК: 534.833.5
OECD: 01.03.AA

О возможности реализации изотермического газового процесса в резонаторе Гельмгольца

Кезик В.И.

Старший научный сотрудник ФМБЦ им. А.И. Бурназяна, г. Москва, РФ

Аннотация

Зарегистрирован эффект снижения резонансной частоты резонатора Гельмгольца при помещении в его полость образцов из пористого материала с открытыми порами. Явление объясняется тем, что в воздухе, находящемся внутри пористого материала, реализуется изотермический газовый процесс. Это происходит благодаря активному теплообмену между скелетом пористого материала и непосредственно прилегающим к скелету воздухом. В остальной части объема полости, не занятой пористым материалом, реализуется обычный адиабатический газовый процесс. Получены описывающие явление формулы, которые хорошо подтверждаются экспериментальными данными. Учет предложенного подхода позволит более точно рассчитывать характеристики резонансных звукопоглотителей, имеющих в своей конструкции пористые материалы, а также характеристики систем во всех случаях, когда используются резонаторы с наполнением из пористого материала.

Ключевые слова: резонатор Гельмгольца, пористые среды, меламиновая губка, изотермический процесс, адиабатический процесс, политропический процесс.

On the possibility of implementing an isothermal gas process in a Helmholtz resonator

Kezik V.I.

Senior researcher of the Burnazyan Federal Medical Biophysical Center, Moscow, Russia

Abstract

The effect of reducing the resonant frequency of the Helmholtz resonator when samples of porous material with open pores are placed in its cavity is recorded. The phenomenon is explained by the fact that an isothermal gas process is realized in the air inside the porous material. This is due to the active heat exchange between the skeleton of the porous material and the air directly adjacent to the skeleton. In the rest of the volume of the cavity, which is not occupied by a porous material, the usual adiabatic gas process is realized. Formulas describing the phenomenon have been obtained, which are well confirmed by experimental data. Taking into account the proposed approach will allow us to more accurately calculate the characteristics of resonant sound absorbers having porous materials in their design, as well as the characteristics of systems in all cases when resonators with a porous material filling are used.

Keywords: Helmholtz resonator, porous media, melamine sponge, isothermal process, adiabatic process, polytropic process.

Введение

При помещении в полость резонатора Гельмгольца твердых или жидких тел, которые можно считать несжимаемыми по сравнению с воздухом (жидкие среды, твердые тела различной формы), резонансная частота увеличивается в зависимости от изменяющегося объема воздуха в полости. Частота резонанса определяется достаточно точно, и известны методики определения объема жидких или твердых тел, основанные на измерении изменения частоты резонанса при помещении тел в полость резонатора [1].

Объем помещаемых в полость резонатора тел определяют по формуле:

$$V = V_0 \left[1 - \left(\frac{f_0}{f_V} \right)^2 \right], \quad (1)$$

где V_0 – исходный объем полости резонатора, f_0 – наблюдаемая частота резонанса при исходном объеме, f_V – наблюдаемая частота резонанса после помещения в резонатор Гельмгольца тела объемом V .

Выражение (1) является следствием применения формулы (2) для определения резонансной частоты резонатора Гельмгольца [2] при разных объемах V_j , но при неизменных параметрах горла:

$$f_j = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{V_j}}, \quad (2)$$

где $K = \sigma/h$ – проводимость горла резонатора, σ – площадь горла резонатора, h – длина горла резонатора, c – скорость звука в воздушной среде.

Нас в данном случае не интересует точное вычисление резонансной частоты, для которого требуется учет поправок (присоединенная длина горла [3, 4], эффекты, связанные с вязкостью воздуха в горле [5]). Необходимо только чтобы величина этих поправок не сильно зависела от частоты. В нашем случае частота менялась не более, чем на 12% в опытах с меламином и не более, чем на 35% в опытах с водой, что позволяет считать величину проводимости горла неизменной. Тем не менее, были проведены опыты с водой, подтверждающие это предположение.

При помещении в полость резонатора Гельмгольца предмета из пористого материала с открытыми порами необходимо учесть уменьшение объема, занимаемого воздухом, т.к. волокна или другие элементы конструкции, представляющие жёсткий или нежёсткий несжимаемый скелет материала, занимают в полости определенный объем. Объем воздуха в полости может быть вычислен по формуле:

$$V_{00} = V_0 - \frac{M_s}{\rho_s}, \quad (3)$$

где V_0 – объем пустой полости, M_s – масса образца из пористого материала, ρ_s – плотность материала, из которого состоит скелет. Частота резонатора вычисляется по формуле (2).

Этим можно было бы и ограничиться. Однако, как показывает опыт, наблюдаемая частота резонатора существенно ниже, чем вычисленная по формуле (2) с использованием параметра $V_j = V_{00}$. Предполагаем, что наблюдаемое снижение частоты объясняется тем, что в воздухе, находящемся внутри пористого материала, реализуется изотермический газовый процесс. Это происходит благодаря активному теплообмену между скелетом пористого материала и непосредственно прилегающим к скелету воздухом. В остальной части объема полости, не занятой пористым материалом, реализуется обычный адиабатический газовый процесс.

1. Теоретическое описание явления

Определим частоту резонатора Гельмгольца в простейшем случае, когда его можно считать колебательной системой с сосредоточенными параметрами. Сосредоточенные параметры системы (см. рис 1) можно определить следующим образом. Масса воздуха, движущегося в горле резонатора, есть:

$$m = \rho h \sigma,$$

где h – длина горла, σ – площадь его поперечного сечения, ρ – плотность воздуха.

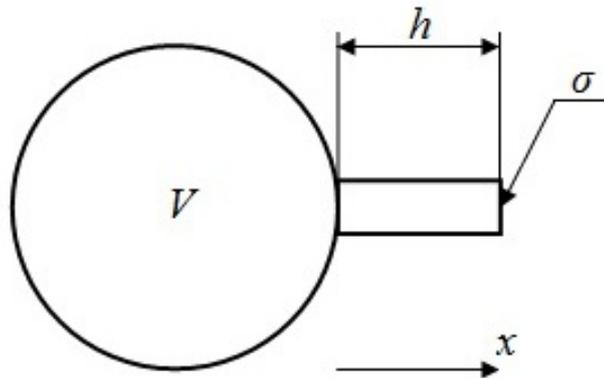


Рис. 1. Схематическое изображение резонатора Гельмгольца

Для определения упругости воздушного объема в полости представим себе, что воздушная пробка в горле смещается в сторону от полости (в положительном направлении относительно оси x) на расстояние δx ($\delta x > 0$). В результате этого смещения давление в полости понижается на $|\delta P|$ по отношению к атмосферному давлению P_0 ($\delta P < 0$), а масса воздуха, ранее занимавшая объем V , теперь занимает объем $V + \delta V$, где $\delta V = \sigma \cdot \delta x$. Считая этот газовый процесс адиабатическим, можем записать:

$$P_0 V^\gamma = (P_0 + \delta P)(V + \delta V)^\gamma, \quad (4)$$

где $\gamma = C_P/C_V = 1,4$ – показатель адиабаты для воздуха, C_P – теплоемкость воздуха при постоянном давлении, C_V – теплоемкость воздуха при постоянном объеме.

Равенство (4) можно привести к виду

$$1 + \frac{\delta P}{P_0} = \left(1 + \frac{\delta V}{V}\right)^{-\gamma}. \quad (5)$$

Если колебания давления являются малыми, то: $\frac{\delta V}{V} \ll 1$ и в разложении для правой части равенства (5) можно отбросить все члены ряда, начиная с третьего. В результате правая часть уравнения (5) запишется в виде:

$$\left(1 + \frac{\delta V}{V}\right)^{-\gamma} = 1 - \gamma \frac{\delta V}{V}. \quad (6)$$

Подставив (6) в (5) и произведя простые алгебраические преобразования, получим:

$$\delta P = -\frac{\gamma P_0}{V} \delta V. \quad (7)$$

Но $\delta V = \sigma \cdot \delta x$, а возвращающая сила есть $\sigma \cdot \delta P$. Отсюда можем определить коэффициент упругости воздушного объёма в полости (в адиабатическом случае) как отношение возвращающей упругой силы к величине смещения δx , ее вызвавшего:

$$k_a = \frac{\gamma P_0 \sigma^2}{V}. \quad (8)$$

Воспользовавшись известным в акустике соотношением [2]:

$$c^2 = \gamma \frac{P_0}{\rho}, \quad (9)$$

(где c – скорость звука), запишем выражение для коэффициента упругости воздушного объёма в полости в окончательном виде:

$$k_a = \frac{\rho c^2 \sigma^2}{V}. \quad (10)$$

Частота свободных колебаний резонатора определяется по формуле:

$$f_a = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_a}{m}} = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{\sigma}{hV}}. \quad (11)$$

Нижние индексы a, i, n при обозначениях k, f, V, P означают принадлежность этих величин к адиабатическому, изотермическому и политропическому процессам соответственно.

Если считать газовый процесс в полости резонатора изотермическим, то выражение (4) может быть записано в виде (закон Бойля-Мариотта):

$$P_0 V = (P_0 + \delta P)(V + \delta V). \quad (12)$$

Произведя преобразования, аналогичные приведенным выше, получим выражение для коэффициента упругости воздушного объёма в случае изотермического газового процесса:

$$k_i = \frac{P_0 \sigma^2}{V} = \frac{\rho c^2 \sigma^2}{\gamma V}. \quad (13)$$

Частота свободных колебаний такого резонатора определяется по формуле:

$$f_i = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_i}{m}} = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{\sigma}{\gamma hV}}. \quad (14)$$

Как видим, в адиабатическом случае воздушный объём обладает в γ раз большей жесткостью (а частота резонанса выше в $\gamma^{1/2}$ раз), чем в изотермическом. Заметим, что адиабатическая (фактическая, лапласова) скорость звука в свободной воздушной среде также в $\gamma^{1/2}$ раз больше изотермической (ньютоновской).

Предположим, что в некоторой части объема полости резонатора, равной V_a , реализуется адиабатический газовый процесс, а в другой (оставшейся) части объема полости, равной V_i , реализуется изотермический газовый процесс (см. рис. 2). Определим частоту свободных колебаний такого комбинированного резонатора.

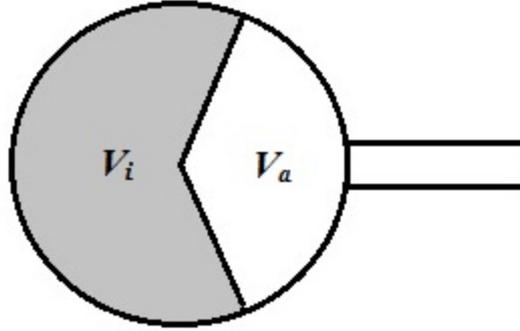


Рис. 2. Схематическое изображение комбинированного резонатора Гельмгольца

Смещение воздушной пробки в сторону резонатора на расстояние $|\delta x|$ ($\delta x < 0$) вызовет повышение давления как в адиабатической части объема полости, так и в изотермической. Объем воздуха, вошедшего в резонатор ($|\delta V| = |\sigma \cdot \delta x|$), распределится между адиабатической и изотермической частями объема полости. В адиабатическую часть войдет объем δV_a , а в изотермическую – объем δV_i , при этом $\delta V_a + \delta V_i = \delta V$. Запишем выражение (7), с учетом (9), для адиабатической и изотермической частей объема полости:

$$\delta V_a = -\frac{V_a}{\rho c^2} \delta P_a, \quad (15)$$

$$\delta V_i = -\frac{\gamma V_i}{\rho c^2} \delta P_i. \quad (16)$$

Очевидно, что значения δP_a и δP_i равны между собой, т.к. адиабатическая и изотермическая части объема полости не изолированы друг от друга.

Сложим левые и правые части уравнений (15) и (16), введя обозначение $\delta P = \delta P_a = \delta P_i$. После несложных преобразований получим:

$$\delta V = -\frac{V_a + \gamma V_i}{\rho c^2} \delta P. \quad (17)$$

Отсюда можем получить выражение для коэффициента упругости воздушного объема рассматриваемого комбинированного резонатора:

$$k = \frac{\rho c^2 \sigma^2}{V_a + \gamma V_i}. \quad (18)$$

Частота свободных колебаний этого резонатора определяется по формуле:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{\sigma}{h(V_a + \gamma V_i)}}. \quad (19)$$

И, наконец, рассмотрим комбинированный резонатор, полость которого состоит из адиабатического объема V_a и объема V_n , где реализуется политропический газовый процесс. Политропический процесс описывается уравнением (4), в котором вместо параметра γ необходимо подставить параметр n – показатель политропы. Повторяя приведенные выше преобразования, получаем вместо выражений (11) или (14) выражение:

$$f_n = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{\sigma}{\frac{\gamma}{n} h V}}, \quad (20)$$

а вместо выражения (19) получаем выражение:

$$f = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{\sigma}{h(V_a + \frac{\gamma}{n}V_n)}}. \quad (21)$$

Формулу (21) можно обобщить для резонатора, состоящего из двух политропических объемов V_{n_1} и V_{n_2} с показателями политропы n_1 и n_2 .

$$f = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{\sigma}{h(\frac{\gamma}{n_1}V_{n_1} + \frac{\gamma}{n_2}V_{n_2})}}. \quad (22)$$

Показатель политропы n меняется от 1 до 1,4 в зависимости от интенсивности теплообмена между скелетом пористого материала и непосредственно прилегающим к скелету воздухом. Если при действующей частоте колебаний давления в каждый момент времени температура воздуха равна температуре твердого скелета (интенсивный теплообмен – мелкая ячейка), газовый процесс можно считать изотермическим ($n = 1$). В другом предельном случае, когда теплообмен отсутствует (крупная ячейка или среда за пределами пористого материала), газовый процесс является адиабатическим ($n = \gamma = 1,4$). Очевидно, что существуют и промежуточные ситуации, зависящие от частоты f и среднего размера ячеек пористого материала, когда теплообмен происходит, но не является полным. В этом случае n принимает значение от 1 до 1,4.

2. Экспериментальная проверка теоретических выводов

Для экспериментальной проверки возможности реализации изотермического газового процесса в резонаторе Гельмгольца был выбран современный пористый материал – вспененный меламин, представляющий собой вспененный пластик на основе полимера меламин-формальдегидной смолы (меламиновая губка). Плотность этого вспененного материала очень мала ($\rho = 7,3 \text{ кг/м}^3$), он обладает жесткостью, значительно превышающей жесткость поролона (важное свойство для сохранения первоначального фиксированного объема образцов, помещаемых в резонатор), обладает мелкоячеистой структурой (средний размер ячеек составляет примерно 0,1 мм, что в 2-3 раза меньше, чем у поролона). Как и поролон, вспененный меламин создает очень малое сопротивление движению воздуха, т.е. является легко продуваемым.

Эксперимент заключался в том, что в резонатор Гельмгольца помещались образцы определенного объема, вырезанные из меламиновой губки. Регистрировалась резонансная частота полого резонатора и частота резонатора с помещенными в него образцами вспененного меламинного материала различного объема. Резонансная частота с высокой точностью определялась с помощью модифицированного метода двух микрофонов [6, 7]. Схема экспериментальной установки представлена на рис. 3. Как правило, установка была ориентирована вертикально, с резонатором внизу.

При помощи двух стандартных микрофонов, установленных стационарно на боковой поверхности волновода на определенном расстоянии друг от друга и от торцевой стенки волновода (импедансной стенки), измеряется звуковое давление P_1 и P_2 в двух сечениях волновода и разность фаз φ_{12} между колебаниями давления в этих точках на каждой частоте зондирующего полигармонического сигнала, генерируемого громкоговорителем. По этим данным для каждой частоты рассчитываются значения модуля и аргумента комплексного коэффициента отражения ($\bar{r} = re^{i\theta}$) от торцевой стенки волновода по формулам [6, 7]:

$$r = \frac{\sqrt{(N^2 - 1)^2 + 4N^2(\cos^2 kL + \cos^2 \varphi_{12}) - 4N(N^2 + 1) \cos \varphi_{12} \cdot \cos kL}}{N^2 + 1 - 2N \cos(kL + \varphi_{12})},$$

$$\theta = 2kl_2 + \operatorname{arctg} \left[\frac{2N \sin kL (N \cos kL - \cos \varphi_{12})}{N^2 - 1 - 2N \cos kL (N \cos kL - \cos \varphi_{12})} \right],$$

где r – модуль комплексного коэффициента отражения \bar{r} , θ – аргумент комплексного коэффициента отражения, k – волновое число, φ_{12} – разность фаз сигналов регистрируемых с двух микрофонов, L – расстояние между микрофонами, l_2 – расстояние от первого микрофона до торцевой стенки волновода, $N = P_1/P_2$ – отношение амплитуд давления, измеренных в двух точках волновода.

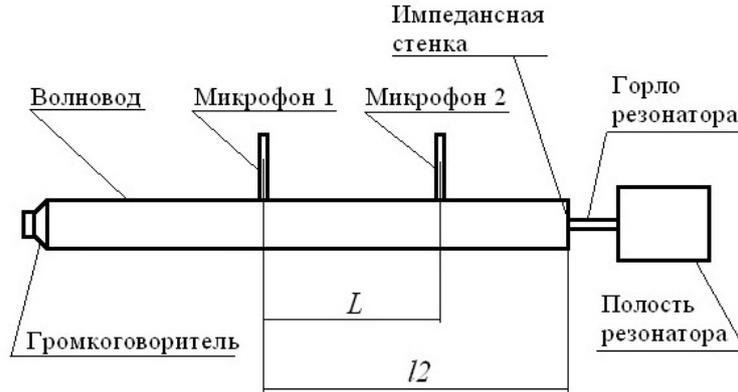


Рис. 3. Схема экспериментальной установки

По величинам модуля коэффициента отражения (r) и его аргумента (θ) рассчитываются компоненты безразмерного удельного входного акустического импеданса исследуемого резонатора ($Z1 = R1 + iY1$) для каждой частоты по формулам [6, 7]:

$$R1(f) = \frac{1 - r^2}{1 + r^2 - 2r \cdot \cos \theta}, \quad Y1(f) = \frac{2r \sin \theta}{1 + r^2 - 2r \cdot \cos \theta}.$$

Таким образом, определялась зависимость реактивной составляющей входного удельного акустического импеданса резонатора от частоты, т.е. вид функции $Y1(f)$. Пересечение графика этой функции с осью абсцисс определяет частоту резонанса.

Однако, предварительно был проведен опыт с изменением объема полости резонатора с помощью заливаемого в него определенного количества воды. Параметры резонатора были следующие: $V_0 = 198$ мл, $h = 4,5$ см, $\sigma = 1,662 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$ (диаметр горла $d = 0,46$ см). С помощью резонансной частоты, полученной для пустой емкости, по формуле (2) определялось экспериментальное значение проводимости горла K , которое оказалось равным $3,246 \cdot 10^{-4}$ м и которое использовалось во всех последующих расчетах. Скорость звука в расчетах принималась равной 344 м/с в соответствии с температурой воздуха во время эксперимента. Эти значения параметров использовались для вычисления $f_{0\text{теор}}$ по той же формуле (2) для полости резонатора с помещенным в нее различным количеством воды. Полученные данные представлены в таблице 1.

Таблица 1

Экспериментальные и теоретически полученные данные опыта с изменением объема полости резонатора

Номер эксперимента	V_s , мл	V_a , мл	$f0_{\text{теор}}$, Гц	$f0_{\text{эксп}}$, Гц	Относит. погрешность, %
Пустая емкость	0	198,0	70,1	70,1	0
1 (вода)	30,0	168,0	76,1	76,1	0,01
2 (вода)	60,0	138,0	84,0	84,3	0,36
3 (вода)	90,0	108,0	94,9	94,8	0,11

Из таблицы видно, что формулы (1)-(2) дают приемлемое согласие эксперимента с теорией, т.е. проводимость горла резонатора (см. формулу (2)) можно считать неизменной в используемом частотном диапазоне.

Возвращаемся к опытам с меламином и поролоном. Полученное ранее значение параметра K использовалось для расчета резонансной частоты в опытах с меламином и поролоном по формуле (19). Значение параметра c , как и ранее, принималось равным 344 м/с. Экспериментальные и теоретически рассчитанные значения параметров в этих опытах приведены в таблице 2.

Таблица 2

Экспериментальные и теоретически полученные данные опыта с помещением образцов из вспененного меламина и поролона в полость резонатора

Номер эксперимента	V_s , мл	M_s , г	V_i , мл	V_a , мл	$f0_{\text{теор}}$, Гц	$f0_{\text{эксп}}$, Гц	Относит. погрешность, %
Пустая емкость	0	0	0	198,0	70,1	70,1	0
1 (меламин)	47,9	0,35	47,7	150,1	67,0	67,1	0,21
2 (меламин)	52,0	0,38	51,8	146,0	66,7	67,0	0,38
3 (меламин)	95,8	0,70	95,4	102,2	64,2	64,5	0,48
4 (меламин)	147,8	1,08	147,2	50,2	61,6	61,9	0,47
5 (поролон)	174,1	5,38	169,7	23,9	61,0	62,0	1,58

Обозначения в таблице:

V_s – объем образца вспененного меламина или поролона;

M_s – масса образца;

V_i – изотермический объем, т.е. объем воздуха, содержащегося в образце ($V_i = V_s - M_s/\rho_s$), где ρ_s – плотность невспененного меламина (1570 кг/м³) или плотность полиуретана (невспененного поролона) (1200 кг/м³);

V_a – адиабатический объем – объем в полости, не занятый образцом ($V_a = V_0 - V_s$), где V_0 – объем полого резонатора (в описываемых опытах $V_0 = 198$ мл).

Как видно из таблицы 2, имеется хорошее соответствие между рассчитанной и экспериментально зарегистрированной резонансной частотой для образцов из вспененного меламина. Из этого ряда выбивается опыт с поролоном. По-видимому, для поролона, ячейки которого намного крупнее, чем у меламина, предположение об изотермичности газового процесса является неверным. Но и адиабатическим этот процесс также не является. Значение резонансной частоты, вычисленное в предположении адиабатичности процесса по формуле (2) (с учетом формулы (3)) равно 70,9 Гц, что еще больше отличается

от экспериментального значения. Совпадение теоретического и экспериментального значения частоты получается при применении формулы (21), если считать газовый процесс в поролоне политропическим с показателем политропы $n = 1,036$. Как видим, газовый процесс в поролоне все-таки является близким к изотермическому.

Заключение

Экспериментально подтверждена возможность реализации изотермического газового процесса в резонаторе Гельмгольца. Учет предложенного подхода позволит более точно рассчитывать характеристики резонансных звукопоглотителей, имеющих в своей конструкции пористые материалы [8-10], а также характеристики систем во всех случаях, когда используются резонаторы с наполнением из пористого материала [11, 12].

Учет вводимых поправок также может быть полезным в задачах диагностики дыхательной системы животных и человека с помощью акустического зондирования [7, 13], т.к. паренхима легких также представляет собой мелкоячеистую структуру с размером ячейки (альвеолы) порядка 0,2-0,3 мм. Изотермичность газовых процессов в паренхиме легких является фактически доказанной с помощью измерений скорости звука в легких животных и человека [14]. С помощью измерений скорости звука доказана также изотермичность газовых процессов в пене, субстанции близкой к паренхиме легких [15-17].

Схожие с изложенными в данной статье подходы были реализованы в работе [18], где в качестве поправки к определению частоты резонатора Гельмгольца рассматривался изотермический процесс в пристеночной области полости резонатора. Однако в своих последующих работах [19, 20] авторы фактически от этих подходов отказались.

Список литературы

1. Webster E.S., Davies C.E. The Use of Helmholtz Resonance for Measuring the Volume of Liquids and Solids // *Sensors*. – 2010. – 10. – P. 10663–10672.
2. Ржевкин С.Н. Курс лекций по теории звука. – М.: Изд-во Московского университета. – 1960. – 336 с.
3. Комкин А.И., Миронов М.А., Юдин С.И. О присоединенной длине отверстий // *Акустический журнал*. – 2012. – Т. 58, № 6. – С. 677–677.
4. Комкин А.И., Быков А.И. Инерционная присоединенная длина горла резонаторов Гельмгольца // *Акустический журнал*. – 2016. – Т. 62, № 3. – С. 277–287.
5. Кезик В.И. Акустические характеристики резонаторов Гельмгольца с перфорированными микроотверстиями панелями, используемыми в качестве горла // *Noise Theory and Practice*. – 2021. – Т. 7, № 2 (24) . – С. 130–138.
6. Лебедева И.В., Драган С.П. Определение акустических характеристик в трубах с помощью двух микрофонов // *Измерительная техника*. – 1988. – № 8. – С.52.
7. Драган С.П., Кезик В.И., Богомолов А.В. Физиологические аспекты импедансометрии легких // *Известия РАН. Серия биологическая*. – 2022. – № 2. – С. 181–190.
8. Cox T. J., D'Antonio P. Acoustic Absorbers and Diffusers. Theory, design and application Spon Press, London and New York (2004), chapter 6.
9. Allard, J. F., Atalla N., Propagation of Sound in Porous Media: modeling sound absorbing materials, Elsevier 2nd Ed., (2009), chapter 9.

10. Tayong R., Dupont T., Leclaire P. Sound absorption of a micro-perforated plate backed by a porous material under high sound excitation: measurement and prediction // International Journal of Engineering and Technology. – September 2013. – 2(4) – P. 281–292.
11. Selamat A, Xu M.B, Lee I.-J., Huff N.T. Helmholtz resonator lined with absorbing material // J. Acoust. Soc. Am. – February 2005. – Vol. 117, № 2. – P. 725–733.
12. Deshmukh N.N., Ansari A., Samuel A.A. Investigation of Effect of Porous Material on Performance of Helmholtz Resonator International Conference on Vibration Engineering, Science and Technology, INVEST22 At: Fr. C. Rodrigues Institute of Technology, Vashi, Navi Mumbai December 2022.
13. Драган С.П., Богомолов А.В., Кезик В.И. Анализ импедансных характеристик дыхательной системы животных и человека // Российский журнал биомеханики. – 2020. – Т. 24, № 2. – С. 187–195.
14. Дьяченко А.И., Михайловская А.Н. Респираторная акустика (обзор) // Труды ИОФАН. – 2012. – Т. 68. – С. 136–181.
15. Замащиков В.В., Какуткина Н.А. Экспериментальные исследования акустических свойств пены // Акустический журнал. – 1991. – Т. 37, Вып. 3. – С. 484–489.
16. Pierre J., Guillermic R.-M., Elias F., Drenckhan W., Leroy V. Acoustic characterisation of liquid foams with an impedance tube // Eur. Phys. J. E. – 2013. – 36: 113.
17. Pierre J., Gaulon C., Derec C., Elias F., Leroy V. Investigating the origin of acoustic attenuation in liquid foams // 2017. – HAL Id: hal-0153666.
18. 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.
19. Комкин А.И., Миронов М.А. Характеристики поглощения резонатора Гельмгольца // Ученые записки физического факультета МГУ. – 2014. – № 6. – С. 146304–1–146304–5.
20. Комкин А.И., Миронов М.А., Быков А.И. Поглощение звука резонатором Гельмгольца // Акустический журнал. – 2017. – Т. 63, № 4. – С. 356–363.

References

1. Webster E.S., Davies C.E. The Use of Helmholtz Resonance for Measuring the Volume of Liquids and Solids // Sensors. – 2010. – 10. – P. 10663–10672.
2. Rzhavkin S.N. Kurs lekcij po teorii zvuka. – М.: Izd-vo Moskovskogo universiteta. – 1960. – 336 s.
3. Komkin A.I., Mironov M.A., Yudin S.I. On the attached length of orifices // Acoustical Physics. – 2012. – Vol. 58, No. 6. – P. 628–632.
4. Komkin A.I., Bykov A.I. Inertial attached neck length of Helmholtz resonators // Acoustical Physics. – 2016. – Vol. 62, No. 3. – P. 269–279.
5. Kezik V.I. Akusticheskie harakteristiki rezonatorov Gel'mgol'ca s perforirovannymi mikrootverstiyami panyami, ispol'zuemymi v kachestve gorla // Noise Theory and Practice. – 2021. – Т. 7, № 2 (24) . – S. 130–138.
6. Lebedeva I.V., Dragan S.P. Opredelenie akusticheskikh harakteristik v trubah s pomoshch'yu dvuh mikrofonov // Izmeritel'naya tekhnika. – 1988. – № 8. – S.52.
7. Dragan S.P., Kezik V.I., Bogomolov A.V. Physiological aspects of lung impedansometry // Biology Bulletin. – 2022. – Vol. 49, Issue 6. – P. 677–685.

8. Cox T. J., D'Antonio P. Acoustic Absorbers and Diffusers. Theory, design and application Spon Press, London and New York (2004), chapter 6.
9. Allard, J. F., Atalla N., Propagation of Sound in Porous Media: modeling sound absorbing materials, Elsevier 2nd Ed., (2009), chapter 9.
10. Tayong R., Dupont T., Leclaire P. Sound absorption of a micro-perforated plate backed by a porous material under high sound excitation: measurement and prediction // International Journal of Engineering and Technology. – September 2013. – 2(4) – P. 281–292.
11. Selamat A, Xu M.B, Lee I.-J., Huff N.T. Helmholtz resonator lined with absorbing material // J. Acoust. Soc. Am. – February 2005. – Vol. 117, № 2. – P. 725–733.
12. Deshmukh N.N., Ansari A., Samuel A.A. Investigation of Effect of Porous Material on Performance of Helmholtz Resonator International Conference on Vibration Engineering, Science and Technology, INVEST22 At: Fr. C. Rodrigues Institute of Technology, Vashi, Navi Mumbai December 2022.
13. Dragan S.P., Bogomolov A.V., Kezik V.I. Analysis of impedance characteristics of the respiratory systems of animals and human // Russian Journal of Biomechanics. – 2020. – Vol. 24, No. 2. – P.162–169.
14. D'yachenko A.I., Mihajlovskaya A.N. Respiratornaya akustika (obzor) // Trudy IOFAN. – 2012. – T. 68. – S. 136–181.
15. Zamashchikov V.V., Kakutkina N.A. Eksperimental'nye issledovaniya akusticheskikh svoystv peny // Akusticheskij zhurnal. – 1991. – T. 37, Vyp. 3. – S. 484–489.
16. Pierre J., Guillermic R.-M., Elias F., Drenckhan W., Leroy V. Acoustic characterisation of liquid foams with an impedance tube // Eur. Phys. J. E. – 2013. – 36: 113.
17. Pierre J., Gaulon C., Derec C., Elias F., Leroy V. Investigating the origin of acoustic attenuation in liquid foams // 2017. – HAL Id: hal-0153666.
18. Komkin A.I., Mironov M.A., Yudin S.I. Issledovanie akusticheskikh 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.
19. Komkin A.I., Mironov M.A. Harakteristiki pogloshcheniya rezonatora Gel'mgol'ca // Uchenye zapiski fizicheskogo fakul'teta MGU. – 2014. – № 6. – S. 146304–1-146304-5.
20. Komkin A.I., Mironov M.A., Bykov A.I. Sound absorption by a Helmholtz resonator // Acoustical Physics. – 2017. – Vol. 63, No. 4. – P. 385–392.

УДК: 519.711.3:[534.836.2:629.735]

OECD: 02.02.ES

Оценка влияния горизонтальных отклонений ВС от номинальных схем полета, определенных в АНПА, на шумовое воздействие в местах расположения пунктов мониторинга

Ардашев И.О.¹, Картышев М.О.^{2*}, Картышев О.А.³

¹ Начальник отдела разработки ПО ² Генеральный директор

³ К.т.н., заведующий испытательной лабораторией

^{1,2,3} ООО «Центр экологической безопасности гражданской авиации», г. Москва, РФ

Аннотация

В настоящей работе по анализу эксплуатации аэродрома Внуково представлены результаты оценки влияния горизонтальных отклонений воздушных судов от номинальной линии пути по схемам полета, определенных в аэронавигационном паспорте аэродрома, на шумовое воздействие в местах расположения пунктов мониторинга. Сбор пространственных параметров и значений уровней шума при пролетах воздушных судов был выполнен с применением системы мониторинга авиационного шума Ecoflight Monitoring.

Полученный набор зафиксированных данных и выполненный анализ профилей набора высоты позволил продемонстрировать, что для выбранной территории, наиболее значимым параметром, влияющим на изменение шумовой являются отклонения воздушных судов от номинальных схем маневрирования в горизонтальной проекции.

Представленные результаты анализа и оценки отклонений воздушных судов от номинальных схем демонстрирует последствия данных отклонений на фактическую шумовую обстановку и необходимость применения комплексной системы мониторинга в целях разработки шумовых зон аэродромов с учетом фактических траекторий выполнения полетов.

Ключевые слова: система мониторинга авиационного шума, отклонения воздушных судов от маршрутов, анализ шума, измерение авиационного шума, оценка отклонений, воздушные суда, траектории полета.

Evaluation of the impact of aircraft horizontal deviations from nominal flight paths defined in the AIP on noise levels at monitoring sites

Ardashev I.O.¹, Kartyshev M.O.^{2*}, Kartyshev O.A.³

¹ Head of the department of software development ² CEO ³ Ph.D., head of laboratory

^{1,2,3} Civil aviation environmental safety center, Moscow, Russia

Abstract

The presented article demonstrates an approach to the analysis of the flight scenario of Vnukovo Airport in order to determine the effect of horizontal deviations of aircraft from the recommended departure routes on noise levels at noise monitoring sites. Collecting of spatial parameters and noise levels during aircraft overflights was performed using the Ecoflight Monitoring aircraft noise monitoring system.

The obtained set of recorded data and the analysis of the climb profiles made it possible to demonstrate that for the selected territory of the noise monitoring terminal, the most significant parameter influencing the noise change is aircraft deviations from the recommended departure routes in the horizontal projection.

*E-mail: mkartyshev@yandex.ru (Картышев М.О.)

The presented results of the analysis and evaluation of aircraft deviations from the recommended routes demonstrate the consequences of these deviations on the actual noise impact and the need to use an integrated monitoring system in order to develop boundaries noise zones, based on the actual flight paths.

Keywords: aircraft noise monitoring system, aircraft path deviations, noise analysis, aviation noise measurement, deviation assessment, aircraft, flight paths.

Введение

Воздушные суда (далее – ВС), выполняющие полеты вблизи аэродромов на высотах менее 3000 м, оказывают значимое шумовое воздействие на прилегающие территории вдоль маршрутов полета, которые зачастую являются частью густонаселенных городских территорий или планируемых к жилой застройке. Точность оценки уровней авиационного шума и ее достоверность определяет комфорт и безопасность проживания населения в зоне шумового воздействия при полетах ВС. Текущие стандарты и требования по оценке уровней шума на местности [1], методика установления седьмой подзоны приаэродромной территории [2, 3] и рекомендации ИКАО [4] по разработке шумовых зон аэродромов не учитывают в достаточной мере данные о фактическом режиме выполнения полетов. Под фактическим режимом выполнения полетов понимаются пространственные и статистические параметры, описывающие выполнение полетов в зонах вылета и захода ВС на посадку.

В общем случае, величина отклонений ВС в горизонтальной плоскости имеет случайный характер с нормальным, или близким к нему, распределением [4], что показывают представленные в статье данные о траекториях ВС, демонстрирующие присутствие плохо прогнозируемых отклонений ВС, которые приводят к значительным разбросам уровней шума в месте проведения мониторинга.

Рассмотренные в данной статье факторы и условия, оказывающие влияние на уровни шума в месте проведения мониторинга, не позволяют провести оценку уровней шума расчетным способом без использования данных, полученных системой мониторинга авиационного шума (далее – СМАШ) Ecoflight Monitoring [5,6], а именно данных о фактических траекториях выполнения полетов.

1. Исходные условия проведения мониторинга шума

В качестве территории для проведения исследования, было выбрано одно из мест размещения автоматизированного пункта мониторинга авиационного шума (далее – АПКАШ) Ecoflight 14.11 в населенном пункте в д. Соколово (поселение Марушкинское, Москва).

На рисунке 1 представлено взаимное расположения места установки АПКАШ (координаты 55.540399, 37.182966) и номинальных линий пути движения ВС по схемам полета, определенных в аэронавигационном паспорте аэродрома (далее – АНПА) для взлетных операция с магнитным курсом (далее – МК) 192° и 237° аэродрома Внуково [7]. Измерения уровней авиационного шума (далее – АШ) проводились в период с 16.12.2021 по 03.02.2022 г в соответствии с методическими указаниями [1].

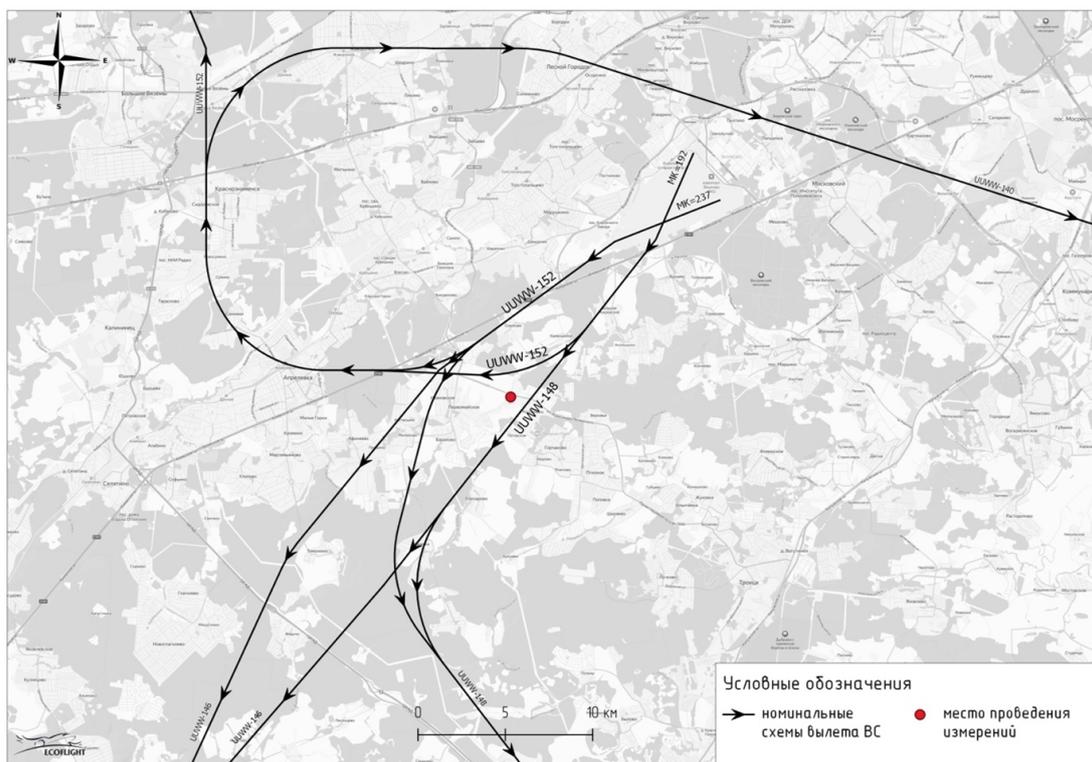


Рис. 1. Место размещения АПКАШ и схемы выполнения взлетных операций с $MK=237^\circ$ и $MK=192^\circ$, определенные в АНПА

Представленные схемы вылета ВС с $MK=192^\circ$ и $MK=237^\circ$ на рисунке 1 определяют шумовую обстановку в месте проведения мониторинга АШ, так как минимальное удаление от представленных схем выполнения полетов до места размещения АПКАШ составляет менее 3000 м, и для схемы UJWW-148 с $MK=192^\circ$ минимальное удаление 550 м, для схемы UJWW-152 с $MK=192^\circ$ минимальное удаление 750 м и для схема UJWW-152 $MK=237^\circ$ минимальное удаление 2100 м.

Для исключения факторов, выходящих за пределы данного исследования и влияющих на уровни шума, были проанализированы траектории взлета ВС одной модели (типа ВС), а именно Boeing 737-800 авиакомпании «Победа».

На рисунке 2 продемонстрировано распределение фактических линий пути следования ВС за период проведения исследований при взлете с $MK=192^\circ$ и $MK=237^\circ$ относительно номинальных схем, определенных в АНПА.

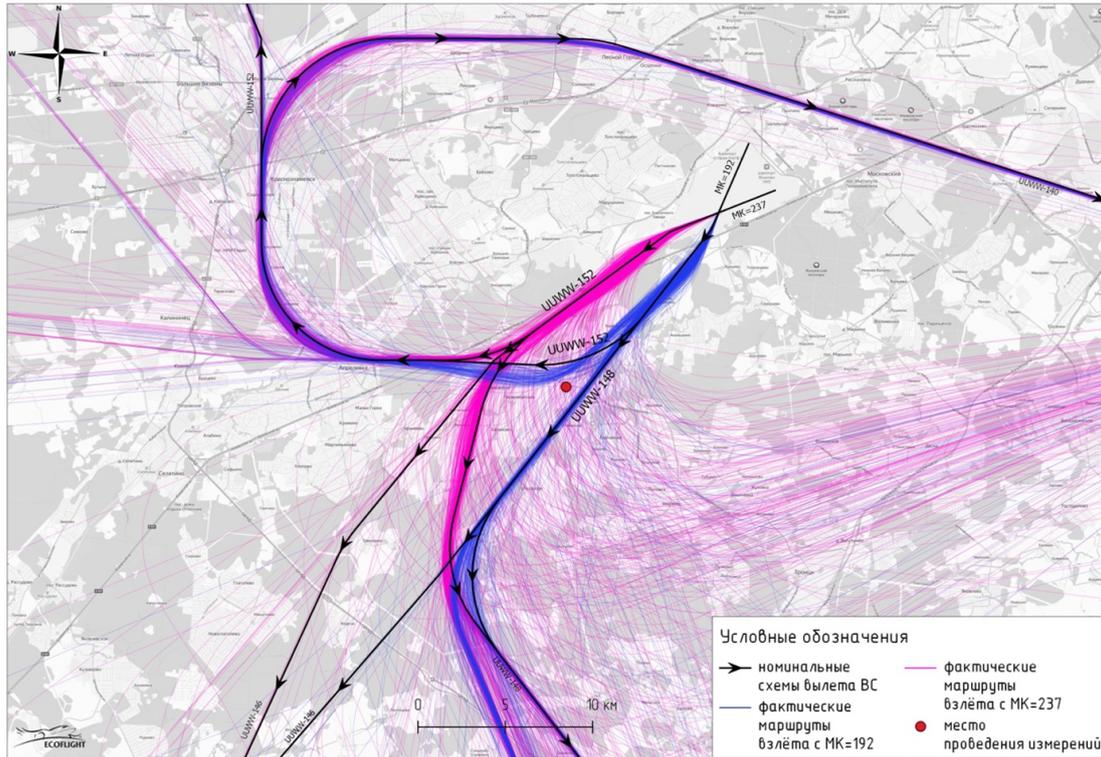


Рис. 2. Распределение фактических линий пути движения ВС относительно установленных в АНПА маршрутов и места размещения АПКАШ

2. Анализ влияния профиля набора высоты на уровни шума в месте проведения мониторинга АП

В рамках проведения исследований было проанализировано 2005 траекторий взлета ВС Boeing 737-800 авиакомпании Победа, из них 1477 траекторий соответствуют взлетным операциям с МК=237° и 528 соответствуют операциям с МК=192°.

На рисунке 2 заметно, что часть операций взлета выполняются с отклонением от определенных в АНПА схем полета, а также при взлете с МК=237° полеты с левым поворотом по ходу движения ВС выполняются в отсутствие установленных в АНПА схем. Также стоит отметить, что все траектории взлета ВС с МК=192°, оцененных в исследовании, осуществлявших полет вдоль маршрута UJWW-148 проходят на удалениях 200-700 метров от определенного в АНПА маршрута. Данная ситуация говорит о систематическом отклонении ВС от данной схемы и характер выполнения полетов приводит к сокращению расстояния от источника шума до исследуемой территории (д. Соколово).

На рисунке 3 приведены профили набора высоты для ВС авиакомпании Победа при курсе взлета с МК=237° и с МК=192°: усредненные профили набора высоты (тёмно-красная и темно-синяя линии соответственно) с отображением коридора высот (светло-красная и светло-синяя зоны), характеризующим 95% вероятность нахождения ВС в указанном интервале высот.

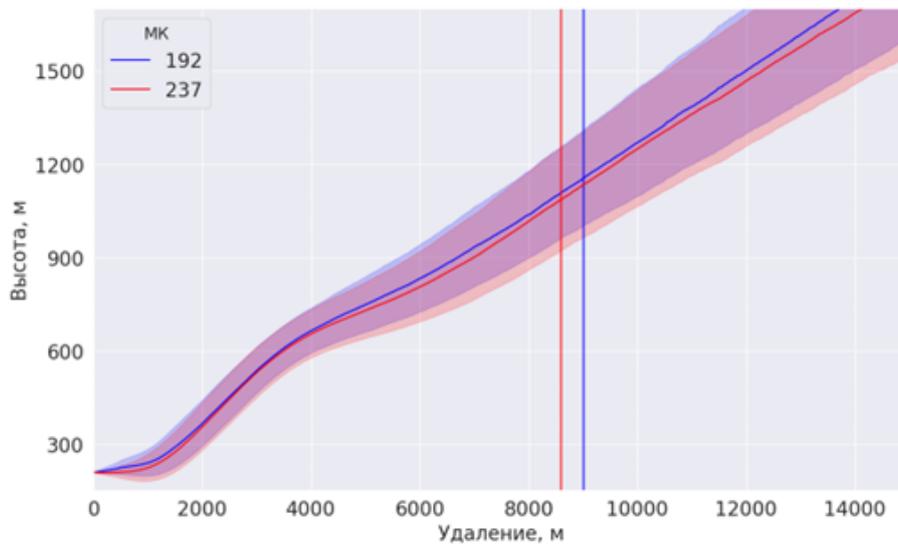


Рис. 3. Усредненный профиль набора высоты при взлете ВС с МК=192° и МК=237° с диапазоном высот характерных для 95% исследуемых ВС

По представленным данным, высота пролета ВС с обоих исследуемых курсов сопоставимы и составляют 1050-1150 метров в окрестности проведения измерений уровней шума (вертикальными линиями отмечено место установки пункта мониторинга вдоль линии пути ВС). При сравнении уровней АШ для двух рассматриваемых курсов взлета, наиболее значимым параметром, определяющим уровень шумового воздействия на место проведения мониторинга, является расстояние от наблюдателя до линии пути следования ВС (до горизонтальной проекции траектории полета). Для доказательства данной гипотезы была построена зависимость уровня шума от высоты пролетающих ВС и представлена на рисунке 4.

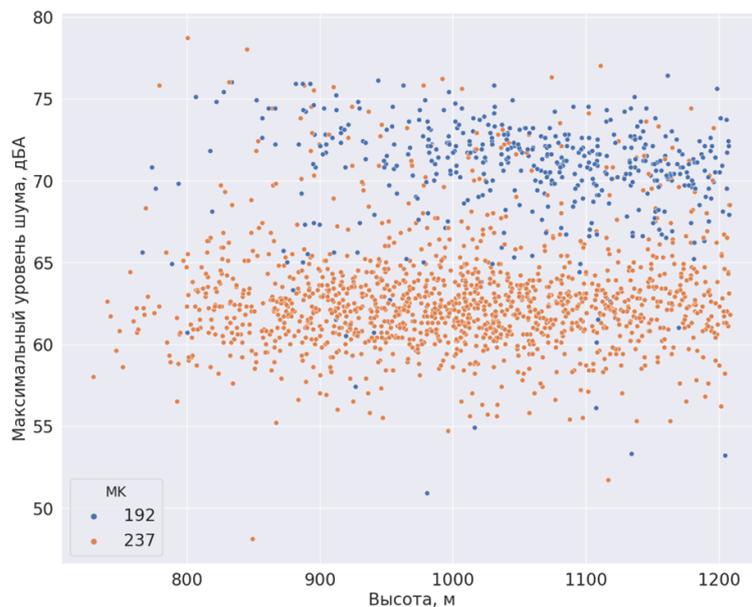


Рис. 4. Зависимость уровня шума от высоты пролета ВС над местом проведения мониторинга

Значения уровней шума, представленные на рисунке 4 и соответствующие пролетам ВС с $\text{МК}=237^\circ$, не имеют явно выраженных трендов, которые можно было бы объяснить влиянием высоты пролетающих ВС вблизи точки измерения. Отсутствие данной зависимости объясняется геометрическим расположением места проведения мониторинга относительно фактических траекторий осуществления взлетов с $\text{МК}=237^\circ$, а именно тем, что полеты выполняются на удалениях от места исследований, сопоставимых или превосходящих высоту пролета ВС, относительно исследуемой территории. Таким образом, для ВС осуществляющих взлеты с $\text{МК}=237^\circ$ и в непосредственной близости от установленной схемы (в диапазоне отклонений ± 300 м), угол визирования не превышает 30° [4]. Следует отметить, что сделанный вывод характерен для конкретной точки проведения мониторинга, а также условий проведения эксперимента и не может быть распространен на иные территории в районе аэродрома.

Для значений уровней шума, соответствующих взлетам ВС с $\text{МК}=192^\circ$, заметен ниспадающий тренд при увеличении высоты пролета ВС. Возникновение незначительной для данного анализа зависимости уровня шума от высоты пролета ВС с $\text{МК}=192^\circ$ можно объяснить тем, что боковое удаление фактических траекторий ВС до точки наблюдений сопоставимо высоте пролета ВС или меньше (удаления менее 500 м), и в этом случае угол визирования находится в пределах от 45° до 90° . Однако в рамках проведения текущего анализа данной зависимостью можно пренебречь в силу ее незначительности.

3. Анализ влияния горизонтальных отклонений ВС от установленных маршрутов на уровни шума в месте проведения мониторинга

По результатам проведения мониторинга получены следующие результаты: средний максимальный уровень шума $\bar{L}_{\text{Амакс}}$ при выполнении полетов с $\text{МК}=192^\circ$ составляет 71,4 дБА, при выполнении полетов с $\text{МК}=237^\circ$ $\bar{L}_{\text{Амакс}}=64,7$ дБА. За исследуемый период доля ВС, выполняющих полеты с $\text{МК}=237^\circ$ составляет 74% от всех зафиксированных шумовых событий в месте проведения мониторинга и 26% для ВС, выполняющих взлет с $\text{МК}=192^\circ$. Средний максимальный уровень шума для ВС выполняющих взлет с $\text{МК}=192^\circ$ на 6,7 дБА больше, что характеризует большую частоту сближения ВС с территорией при следовании по данному маршруту.

Для демонстрации влияния отклонений ВС от установленных схем на уровни шума в месте проведения мониторинга, на рисунке 5 была построена зависимость максимального уровня шума от удаления ВС до исследуемой территории. Как было сказано ранее, высота пролетов ВС для обоих курсов сопоставима, и не оказывает значимого влияния на изменение уровней шума, что получило свое подтверждение на рисунке 5. Вертикальными линиями отмечены удаления от места размещения АПКАШ до исследуемых маршрутов.

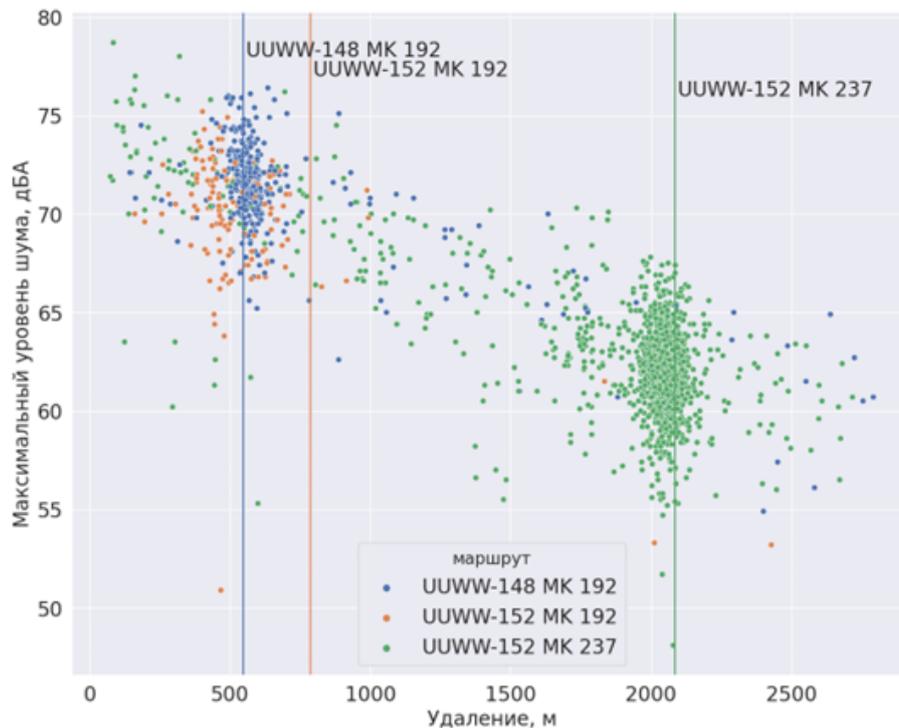


Рис. 5. Зависимость уровня шума от удаления ВС до места размещения АПКАШ, с указанием удаления до принятых в АНПА схем вылета

Как можно заметить, большая часть шумовых событий соответствуют пролетам ВС вдоль схем UUWW-148 с МК=192° (зеленые и оранжевые маркеры на графике) и UUWW-152 с МК=237° (оранжевые маркеры на графике).

Стоит отметить, что операции взлета ВС с МК=192° должны выполняться вдоль двух маршрутов UUWW-148 (синие маркеры) и UUWW-152 (оранжевые маркеры) относительно места проведения мониторинга на удалениях 550 м (синяя линия) и 750 м (оранжевая линия) соответственно. Однако, подавляющее большинство шумовых событий от пролетов ВС вдоль маршрута UUWW-152 МК=192° были зафиксированы при движении ВС на удалениях менее 750 м, что демонстрирует систематическое нарушение или принципиальную невозможность осуществления полетов вдоль данного маршрута.

По результатам представленного анализа, была выполнена группировка траекторий ВС и значений уровней шума, соответствующих пролетам ВС по данным траекториям. Всего было сформировано две группы, с отклонениями менее 300 м и с отклонениями более 300 м относительно ожидаемой траектории (установленного маршрута) выполнения полета. На рисунке 6 и рисунке 7 отображены уровни шума с указанной принадлежностью к группам отклонений от 0 до ± 300 м, и от ± 300 и более метров для операций взлета с МК=192° и МК=237°.



Рис. 6. Гистограмма максимальных уровней шума ВС при взлете с МК=192° вдоль маршрута UUWW-148 с группировкой отклонившихся ВС от маршрута



Рис. 7. Гистограмма максимальных уровней шума ВС при взлете с МК=192° вдоль маршрута UUWW-152 с группировкой отклонившихся ВС от маршрута



Рис. 8. Гистограмма максимальных уровней шума ВС при взлете с МК=237° вдоль маршрута UUWW-152 с группировкой отклонившихся ВС от маршрута

Как можно заметить, на рисунках 6-8 присутствует явная зависимость между зафиксированными значениями уровней шума и величиной отклонений ВС от установленных маршрутов. Также, на основании полученных гистограмм можно сделать вывод о влиянии отклонений ВС на уровни шума. Например, на рисунке 8 видно, что отклонения ВС, осуществляющих взлет вдоль маршрута UUWW-152 с $МК=237^\circ$, приводят к значительному повышению как максимально зафиксированного уровня шума, так и его средней величины. И как итог, влияние ВС, выполняющих полеты с $МК=237^\circ$ и не выдерживающими установленных в АНПА схем маневрирования, соответствует и даже зачастую превосходят уровни шума ВС, выполняющих взлет с $МК=192^\circ$, хотя маршруты взлета с $МК=237^\circ$ находятся на значительном удалении от места проведения мониторинга.

Необоснованное и непредсказуемое выполнение полетов со значительными отклонениями от установленных схем делает невозможным проведение оценки и прогнозирования уровней шума на местности, так как данные отклонения ВС от стандартных схем носят случайный характер. Более того, при формировании сценария эксплуатации аэродрома в целях обоснования седьмой подзоны приаэродромной территории (далее – ПАТ) [3], значительно отклоняющиеся от определенных в АНПА схем взлета с $МК=237^\circ$ ВС не будут учтены при обосновании границ седьмой подзоны ПАТ, что в последующем приведет к нарушению указанными ВС границ шумовой зоны и, как следствие, установлению требований по ограничению эксплуатации аэродрома.

Для визуальной оценки влияния отклонений ВС на рисунке 9, представленные линии пути ВС были сгруппированы по цветам, соответствующим уровню шумового воздействия на место проведения мониторинга.

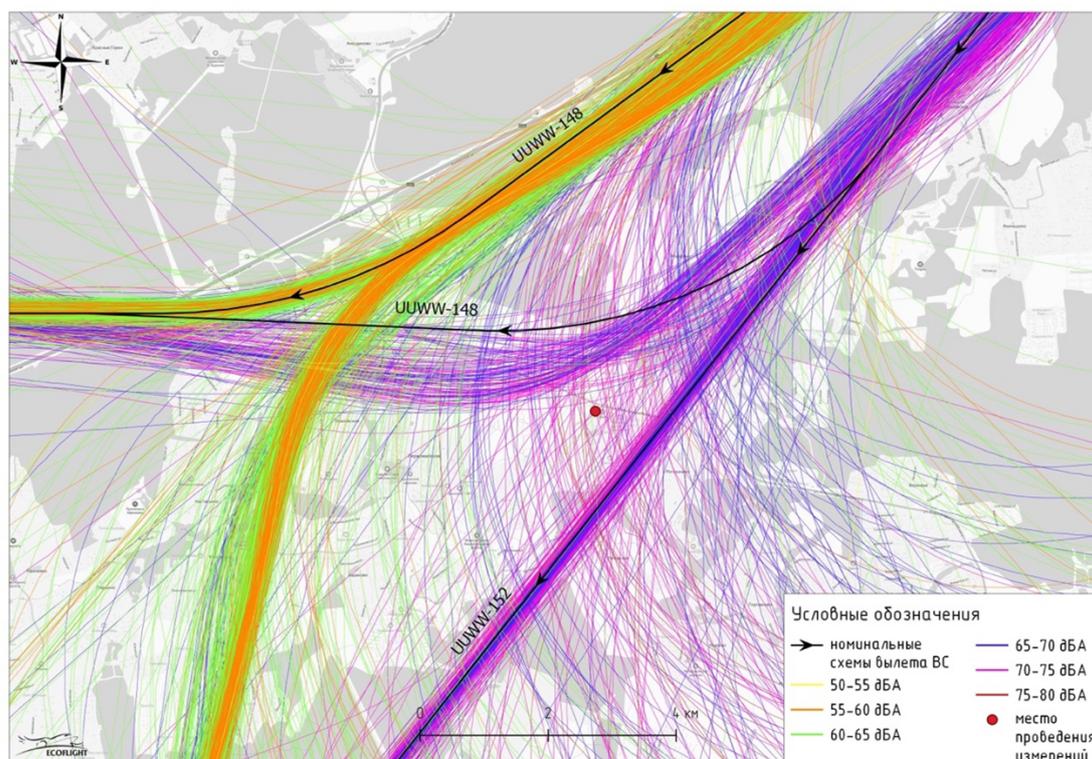


Рис. 9. Визуализация влияния отклонений ВС от принятых в АНПА схем выполнения полетов на уровень шума в месте проведения мониторинга

Для оценки количественного вклада ВС, выполняющих полеты с отклонениями от установленных АНПА схем маневрирования при взлете с $МК=237^\circ$ на шумовую обстановку проведен расчет эквивалентного уровня шума как с учетом данных ВС, так и при формировании сценария при котором данные ВС были исключены из расчета среднего максимального уровня шума (условно данные ВС выполняли полеты вдоль установленной схемы). Результаты оценки средних максимальных и эквивалентных уровней шума, при заданной интенсивности полетов представлены в таблице 1.

Таблица 1

Результаты мониторинга авиационного шума

п/п	МК	$\bar{L}_{Амакс}$	$\bar{\tau}_{эф.}$	Интенсивность	$L_{Аэкв д.}$	$L_{Аэкв н}$	$L_{Адн}$
	1	2	3	4	5	6	7
1	237° (с учетом отклонившихся ВС)	64,8	19	100% (200/67)	53	51,3	57,6
2	237° (без учета отклонившихся ВС)	62,1	22	100% (200/67)	50,9	49,2	55,6
3	192	71,4	14	100% (200/67)	58,3	56,5	62,9

Заключение

В рамках проведения исследований было проанализировано 2005 траекторий взлета ВС Boeing 737-800 авиакомпании «Победа», из них 1477 траекторий соответствуют взлетным операциям с $МК=237^\circ$ и 528 соответствуют операциям с $МК=192^\circ$.

За исследуемый период 16% ВС выполнили взлет без учета принятых в АНПА маршрутов, то есть на удалениях более 2000 м от стандартных схем. Данный факт говорит о систематическом отклонении ВС в данной зоне, что приводит к значительному ухудшению шумовой обстановки как для рассматриваемой территории, так и для иных территорий, над которыми осуществляются полеты вне установленных маршрутов аэродрома Внуково, и как следствие, данный характер выполнения полетов приводит к необоснованному увеличению шумового влияния для данной территории.

Из результатов проведенной оценки следует, что для исследуемой территории отклонения ВС, осуществляющие взлетные операции вдоль схемы UUWW-148 с $МК=237^\circ$ приводят к увеличению среднего максимального уровня шума до 2,7 дБА, и эквивалентного уровня звука до 2 дБА – указанный параметр определяет, что фактическая шумовая зона будет отклонена от ожидаемой расчетной. Выполнение полетов вдоль схемы UUWW-148 с $МК=192^\circ$ осуществляется с отклонениями ВС до 700 м от установленной схемы в АНПА, что в конечном итоге сокращает расстояния от источника шума до места проведения мониторинга и влечет за собой увеличение среднего максимального уровня шума до 1 дБА.

Влияние профиля набора высоты на уровень шума в выбранном месте проведения мониторинга имеет минимальное влияние из-за своего положения относительно траекторий движения ВС, что в свою очередь позволило получить неискаженные данные о зависимости горизонтальных отклонений ВС на уровни шума для выбранной территории.

Проведенная оценка уровней шума и фактических траекторий полетов ВС демонстрирует, что в сложившейся на текущий момент ситуации с условиями осуществления полетов в районе аэродрома Внуково, выполнение достоверной оценки уровней шумового воздействия на местности и разработки 7-й подзоны ПАТ расчетным способом, невозможно [8, 9]. Это вызвано отсутствием стандартизированного способа сбора и предоставления информации о фактическом режиме эксплуатации аэродрома, и как следствие, отсутствие актуальных исходных данных для моделирования уровней АШ, как для отдельных территорий, так и для всей территории ПАТ.

Продемонстрированный функционал и заложенные принципы сбора и обработки информации в систему мониторинга шума Ecoflight Monitoring позволяет проводить работы по оценке влияния пространственных параметров выполнения полетов на шумовую обстановку вблизи аэродрома. Данный функционал может и должен быть использован для целей оптимизации маршрутов выполнения полетов для минимизации негативного шумового влияния полетов ВС на территорию вблизи аэродрома.

Список литературы

1. МУК 4.3.3722-21 «Контроль уровня шума на территории жилой застройки, в жилых и общественных зданиях и помещениях» (утв. Федеральной службой по надзору в сфере защиты прав потребителей и благополучия человека 27 декабря 2021 г.)
2. Методика установления седьмой подзоны приаэродромной территории, расчета и оценки рисков для здоровья человека, утверждена приказом Роспотребнадзора №664 от 7.12.2022 г. (актуализированные МР 2.5/4.3.0258-21).
3. Федеральный закон от 1.07.2017 г. N 135-ФЗ «О внесении изменений в отдельные законодательные акты РФ в части совершенствования порядка установления и использования приаэродромной территории и санитарно-защитной зоны».
4. Дос 9911, ИКАО, «Руководство по рекомендуемому методу расчета контуров шума вокруг аэропортов», 2008 г.
5. Патент на изобретение №2775874: «Способ и система мониторинга авиационного шума», 2021 г.
6. Сертификат об утверждении типа средств измерений №83653-21: Комплексы контроля акустического шума автоматизированные EcoFlight 14.11.
7. Аэронавигационный паспорт аэродрома Москва (Внуково).
8. Картышев М. О. Применение мер сбалансированного подхода ИКАО к управлению авиационным шумом при обосновании и контроле размеров шумовой зоны приаэродромной территории», Научный вестник ГосНИИ ГА, 2021, №36.
9. Картышев О.А., Картышев М. О., Ардашев И. О. Установление внешних границ седьмой подзоны и зоны запрещения строительства нормируемых объектов приаэродромной территории. Научный вестник ГосНИИ ГА, 2022, № 39.

References

1. MUK 4.3.3722-21 "Noise level control in residential areas, in residential and public buildings and premises" (approved by the Federal Service for Supervision of Consumer Rights Protection and Human Welfare on December 27, 2021)

2. Methodology for establishing the seventh subzone of the aerodrome area, calculating and assessing risks to human health", approved by order of Rospotrebnadzor No. 664 dated December 7, 2022.

3. Federal Law No. 135-FZ dated July 1, 2017 "On Amendments to Certain Legislative Acts of the Russian Federation in Part of Improving the Procedure for Establishing and Using the Airfield Territory and the Sanitary Protection Zone."

4. Recommended Method for Computing Noise Contours Around Airports (Doc 9911), 2nd Edition, 2018.

5. Patent for invention No. 2775874: "Method and system for monitoring aircraft noise", 2021

6. Aeronautical passport of the airfield Moscow (Vnukovo).

7. Type approval certificate for measuring instruments No. 83653-21: Automated acoustic noise control systems EcoFlight 14.11

8. Kartyshev M. O Application of measures of the ICAO balanced approach to the management of aircraft noise in the justification and control of the size of the noise zone near the aerodrome territory, Scientific Bulletin of the State Research Institute of Civil Aviation, 2021, No. 36.

9. Kartyshev O.A., Kartyshev M.O., Ardashev I.O. Establishment of the outer boundaries of the seventh subzone and the prohibition zone for the construction of standardized facilities near the aerodrome area. Scientific Bulletin of the State Research Institute of Civil Aviation, 2022, No. 39.

УДК: 531.39 MSC 70Q05
OECD: 02.03.00

Модальные алгоритмы подавления упругих вибраций: ограничения и перспективы

Полянский В.А.¹, Смирнова Н.А.^{2*}

¹ Д.т.н., профессор, директор Института проблем машиноведения РАН

² К.т.н., доцент Высшей школы механики и процессов управления, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
^{1,2} г. Санкт-Петербург, РФ

Аннотация

Исследуется система активной виброзащиты упругого объекта с распределенными параметрами. Система построена по принципу обратной связи и реализована с помощью пьезоэлектрических сенсоров и актуаторов. Используется модальный алгоритм управления, позволяющий независимо подавлять колебания по низшим модам упругого объекта. Показано, что наличие неконтролируемых мод в измерениях сенсоров обратных связей не позволяет поднять коэффициент усиления разомкнутой системы. Поэтому эффективность модальных алгоритмов подавления вибраций ограничена наличием и возбуждением высших мод упругого объекта. Предложена модификация модального алгоритма с использованием избыточного числа сенсоров и актуаторов при сохранении числа обратных связей. Приведены результаты численного моделирования, показывающие, что при избыточном числе сенсоров и актуаторов в алгоритме управления могут быть использованы простые оценки форм упругих колебаний объекта.

Ключевые слова: модель с сосредоточенными параметрами, модель с распределёнными параметрами, обратная связь, модальное управление, проход через резонанс.

Modal control for damping of elastic vibrations: bound and perspective

Polyanskiy V.A.¹, Smirnova N.A.^{2}*

¹ *DSc, professor, director of Institute for Problems of Mechanical Engineering, RAS*

² *PhD, assistant professor of Higher School of Mechanics and Control, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University
^{1,2} St. Petersburg, Russia*

Abstract

In this paper the results of an investigation of active vibration protection system of an elastic distributed object are presented. The system is constructed according to the principles of feedback control with the use of piezoelectric sensors and actuators. Modal control algorithm is capable of individual lowest mode damping. The existence of non-controllable upper modes in the sensor signals sets a limit on vibration protection efficiency. Excitement of non-controllable modes makes it impossible to increase the feedback coefficients. The study tests control operability in relation to the changing number of sensor/actuator pairs while the feedback loops remain the same. A modification of modal algorithm in case the sensor/actuator overcharge is suggested. The numerical results made sure simple estimate of natural modes were suitable for control algorithm design.

Keywords: *lumped parameter model, elastic distributed model, feedback, modal control, lateral resonance.*

*E-mail: nina-mpu@mail.ru (Смирнова Н.А.)

Введение

Гашение упругих колебаний облегченных механических конструкций с помощью пьезоэлементов осуществляется во многих технических приложениях, таких как самолетостроение и автомобилестроение, робототехника [1, 2] и т.д. Основной особенностью объекта управления в этом случае является распределенность его инерционных и упругих характеристик, приводящая к бесконечному спектру собственных частот. Методы управления состоянием таких объектов основаны на редукции их модели в предположении о существенном возрастании демпфирования с увеличением номера формы упругих колебаний. Использование пьезоэлектрических сенсоров и актуаторов позволяет пренебречь изменениями низших частот и форм механической конструкции, обусловленными приклеиванием пьезоэлементов [3, 4]. В связи с этим большую популярность приобрел метод «модального» управления, суть которого состоит в независимом демпфировании колебаний по формам упругого объекта [5, 6, 7]. Количество подлежащих активному демпфированию форм (следовательно, количество пар пьезоэлементов) зависит от диапазона возможных частот вынуждающего воздействия, в который обычно попадает несколько низших собственных частот объекта. Однако при реализации метода не удаётся добиться полной независимости управляемых форм колебаний от неуправляемых, поэтому наблюдается возбуждение высших форм упругих колебаний объекта [1, 6]. Чтобы снизить проявление этого эффекта необходимо располагать сенсоры и актуаторы оптимальным способом, причем критериями оптимальности служат показатели наблюдаемости или управляемости редуцированной модели [3, 8], квадратичный показатель затрат и качества подавления [9], энергетический показатель присутствия различных форм в колебательном движении [6]. Эффективность как активного, так и пассивного гашения вибраций зависит также от размеров и формы пьезоэлементов [3, 10, 11]. Определение локации и размеров пьезоэлементов требует расчетов на основе модели объекта управления, поэтому обратной стороной является чувствительность результатов к неточностям моделирования. Простейшие рекомендации по расстановке сенсоров и актуаторов сводятся к расположению их в зонах наибольших деформаций. В настоящей работе показано, что использование дополнительных сенсоров и актуаторов (когда количество пар пьезоэлементов превышает количество подлежащих активному демпфированию форм) позволяет располагать пьезоэлементы не требующим предварительных расчетов способом. Если количество сенсоров мало, то оценки активно демпфируемых форм должны быть выделены из измерений сенсоров с помощью фильтров высокого порядка [13, 14]. При использовании дополнительных сенсоров и актуаторов длина вектора, аппроксимирующего форму колебаний, увеличивается. За счет этого оценивание формы происходит точнее, и интенсивность возбуждения неконтролируемых форм колебаний снижается. Положительный эффект от введения дополнительных сенсоров и актуаторов отмечался при решении задачи полуактивного гашения колебаний при двухчастотном возбуждении [12]. Экспериментальные результаты показали эффективность модального управления при дополнительном сенсоре и актуаторе на звене манипулятора [2].

1. Подавление вибрации упругого объекта с сосредоточенными параметрами

Эффект возбуждения неконтролируемой моды упругого объекта при модальном управлении легко продемонстрировать, если принять модель объекта с сосредоточенными параметрами. Расчетная схема для получения такой модели, учитывающей три низшие собственные частоты, показана на рис. 1.

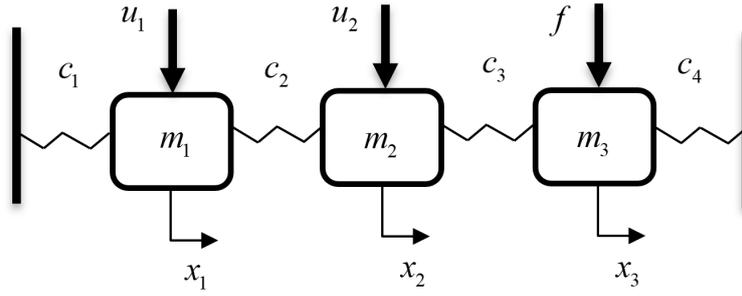


Рис. 1. Расчетная схема объекта с сосредоточенными параметрами

На схеме указаны массы материальных точек, коэффициенты упругости пружин. Рассматривается движение вдоль горизонтальной оси (без учета силы тяжести) под воздействием возбуждающей гармонической силы f , приложенной к третьей точке. Задача заключается в уменьшении амплитуды вынужденных колебаний первых двух материальных точек за счет управляющих воздействий $u = [u_1 \ u_2]^T$, оказываемых на них. Предполагается, что измерению доступны скорости отклонения первой и второй материальных точек от положения их статического равновесия. Система управления представляет собой обратные связи по доступным измерениям.

Математическая модель трехмассовой системы имеет вид:

$$M\ddot{x} + Cx = F, \quad (1)$$

где $x = [x_1 \ x_2 \ x_3]^T$ – вектор перемещений; $M = \text{diag}(m_1, m_2, m_3)$ – инерционная матрица; $C = \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & -c_2 & 0 \\ -c_2 & c_2 + c_3 & -c_3 \\ 0 & -c_3 & c_3 + c_4 \end{bmatrix}$ – матрица упругости; $F = [u_1 \ u_2 \ f]^T$ – вектор правых частей, включающий в себя управляющие и возмущающее воздействия.

Введем в рассмотрение матрицу форм упругого объекта Θ , такую что $\Theta^T M \Theta = E$ – единичная матрица, $\Theta^T C \Theta = \Lambda = \text{diag}(\lambda_1^2, \lambda_2^2, \lambda_3^2)$ – матрица квадратов собственных частот упругого объекта. Замена переменных $x = \Theta \beta$ позволяет получить уравнение для вектора мод упругого объекта $\beta = [\beta_1 \ \beta_2 \ \beta_3]^T$ в виде:

$$\ddot{\beta} + \Lambda \beta = \Theta^T F = \Theta^T \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ 0 \end{bmatrix} + \Theta^T \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ f \end{bmatrix}. \quad (2)$$

Пусть диапазон возможных частот гармонической возбуждающей силы f включает в себя две низшие собственные частоты объекта. Цель управления заключается в снижении резонансных амплитуд двух низших мод β_1 и β_2 за счет управляющих сигналов. Для независимого демпфирования низших мод используется алгоритм:

$$\begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix} = -(\bar{\Theta}^T)^{-1} K \bar{\Theta}^{-1} \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix}, \quad (3)$$

где $\bar{\Theta} = \begin{bmatrix} \vartheta_{11} & \vartheta_{12} \\ \vartheta_{21} & \vartheta_{22} \end{bmatrix}$, ϑ_{ij} – компоненты матрицы Θ (значение j формы колебаний i -ой точки); $K = \text{diag}(k_1, k_2)$ – матрица коэффициентов усиления обратных связей.

Уравнения (2), (3) и соотношение $\dot{x} = \Theta \dot{\beta}$ совместно дают уравнение замкнутой

системы в виде:

$$\ddot{\beta} + D\dot{\beta} + \Lambda\beta = \Theta^T \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ f \end{bmatrix}, \quad (4)$$

где $D = \begin{bmatrix} K & S \\ S^T & g \end{bmatrix}$ – матрица коэффициентов демпфирования;

$$S = \begin{bmatrix} s_1 \\ s_2 \end{bmatrix} = K\bar{\Theta}^{-1} \begin{bmatrix} \vartheta_{13} \\ \vartheta_{23} \end{bmatrix}, g = [\vartheta_{13} \ \vartheta_{23}](\bar{\Theta}^T)^{-1}K\bar{\Theta}^{-1} \begin{bmatrix} \vartheta_{13} \\ \vartheta_{23} \end{bmatrix}.$$

Матрица коэффициентов демпфирования D является диагональной, если в модели объекта учтены только управляемые моды, соответствующие колебаниям с собственными частотами, попадающими в диапазон частот возбуждения. Тогда демпфирование колебаний по каждой моде осуществляется независимо. При учете в модели объекта неуправляемой моды наблюдается эффект самовозбуждения этой моды. Уравнение замкнутой системы запишем в виде системы скалярных уравнений:

$$\ddot{\beta}_1 + k_1\dot{\beta}_1 + \lambda_1^2\beta_1 = \vartheta_{31}f - s_1\dot{\beta}_3$$

$$\ddot{\beta}_2 + k_2\dot{\beta}_2 + \lambda_2^2\beta_2 = \vartheta_{32}f - s_2\dot{\beta}_3$$

$$\ddot{\beta}_3 + g\dot{\beta}_3 + \lambda_3^2\beta_3 = \vartheta_{33}f - s_1\dot{\beta}_1 - s_2\dot{\beta}_2$$

Видно, что на эволюцию первых двух мод оказывает влияние третья неуправляемая мода. Это происходит потому что в измерениях содержится информация о всех модах упругого объекта. Увеличение коэффициентов обратной связи приводит к увеличению демпфирования как управляемых мод, так и неуправляемой моды. Пропорционально коэффициентам обратной связи увеличиваются вынуждающие силы в правой части уравнения для неуправляемой моды β_3 . В результате влияние третьей моды на размах колебаний первой и второй мод может стать существенным. Поэтому возможности управления с обратными связями (3) ограничены, а эффективность подавления вибрации зависит от баланса между демпфированием низших мод и интенсивностью вынужденных колебаний неуправляемой моды.

Проиллюстрируем этот эффект результатами численного моделирования. Примем $m_1 = m_2 = m_3 = 1$ кг, $c_1 = c_2 = c_3 = c_4 = 1$ Н/м, тогда низшая собственная частота $\lambda_1 = 0,6$ рад/с, а в матрице:

$$\Theta = \begin{bmatrix} 0,5 & -0,707 & 0,5 \\ 0,707 & 0 & -0,707 \\ 0,5 & 0,707 & 0,5 \end{bmatrix}$$

столбцы означают формы упругих колебаний. Пусть $f = \cos \lambda_1 t$. В алгоритме управления (3) матрица $\bar{\Theta} = \begin{bmatrix} 0,5 & -0,707 \\ 0,707 & 0 \end{bmatrix}$, диагональная матрица K подлежит выбору. На рис. 2 показаны осциллограммы компонент вектора перемещений x в замкнутой системе при различных значениях коэффициентов усиления обратных связей K .

При увеличении коэффициента k_1 размах упругих колебаний первой и второй материальных точек сначала уменьшается, но затем начинает увеличиваться. При этом колебания точек вместо синфазных (характерных для первой формы) становятся противофазными (характерными для третьей формы), что показано на рис. 2 справа. Таким образом, эффективность управления (3) ограничена тем обстоятельством, что в измерениях содержится информация о колебаниях по неуправляемой моде.

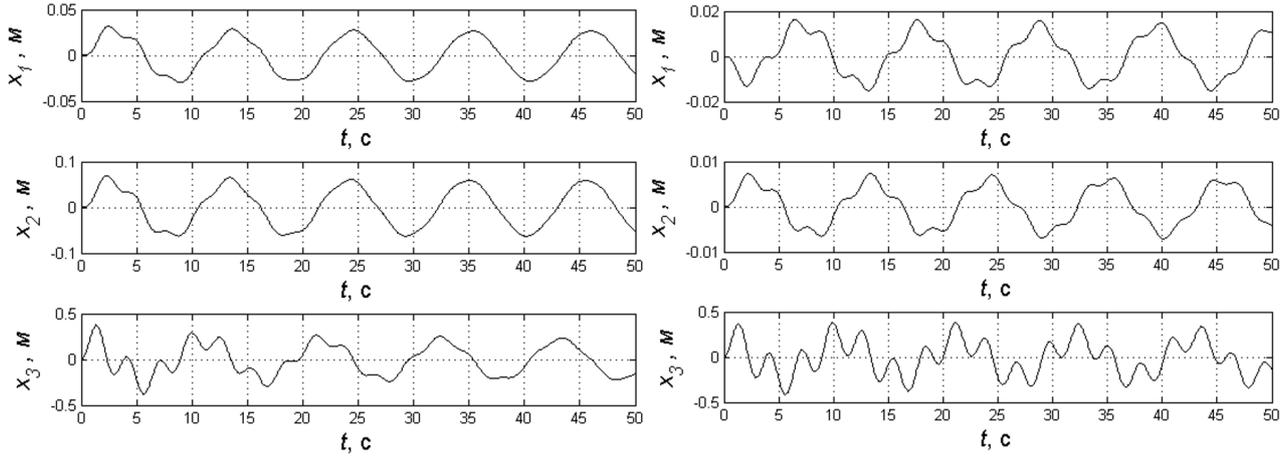


Рис. 2. Осциллограммы компонент вектора перемещений в замкнутой системе: слева – при $k_1 = 10c^{-1}$; $k_2 = 10c^{-1}$; справа – при $k_1 = 100c^{-1}$; $k_2 = 10c^{-1}$

2. Подавление вибрации упругого объекта с распределенными параметрами

В качестве модельного объекта с распределенными параметрами выбрана консольная балка Бернулли-Эйлера под воздействием внешнего изгибающего момента. Возмущающее воздействие таково, что рассматривается медленный проход через резонансы, наблюдаемые в окрестностях низших собственных частот балки. Система подавления вибрации балки должна быть эффективна на нескольких резонансах. Виброзащита строится по принципу обратной связи и включает в себя пары пьезоэлектрических сенсоров и актуаторов, наклеенные в r сечениях балки.

Математическая модель балки постоянного сечения имеет вид:

$$\begin{aligned}
 -\frac{\partial Q}{\partial x} + \rho \ddot{u} &= 0 \\
 Q - \frac{\partial M}{\partial x} &= \mu_0 + \sum_{i=1}^r \mu_i \\
 \frac{\partial u}{\partial x} + \varphi &= 0 \\
 \frac{\partial \varphi}{\partial x} - \frac{1}{EI} M &= 0
 \end{aligned} \tag{5}$$

где u – поперечное перемещение (прогиб) балки; φ – угол поворота касательной к средней линии балки; Q – поперечная сила; M – изгибающий момент; x – продольная координата, отсчитываемая от заделанного конца балки; ρ – масса единицы длины балки; I – момент инерции поперечного сечения; E – модуль Юнга материала балки; μ_0 – распределенный возбуждающий момент; μ_i – распределенные управляющие моменты.

Определим собственные формы прогиба $w_k(x)$ консоли длины l , удовлетворяющие граничным условиям $u_{x=0} = 0$, $u'_{x=0} = 0$, $u''_{x=l} = 0$, $u'''_{x=l} = 0$ и условиям ортогональности, и собственные формы угла поворота сечения $\vartheta_k(x) = \frac{-dw_k(x)}{dx}$. Разложим перемещение $u(x,t)$ и угол $\varphi(x,t)$ в ряд по собственным формам колебаний консоли:

$$u(x,t) = \sum_{k=1}^{\infty} w_k(x) \beta_k(t), \quad \varphi(x,t) = \sum_{k=1}^{\infty} \vartheta_k(x) \beta_k(t), \tag{6}$$

где $\beta_k(t)$ – моды упругого объекта.

Каждая мода $\beta_k(t)$ является решением уравнения вынужденных колебаний:

$$\ddot{\beta}_k(t) + \lambda_k^2 \beta_k(t) = f_k + y_k$$

$$f_k = \int_0^l \mu_0 \vartheta_k(x) dx, \quad y_k = \int_0^l \vartheta_k(x) \left(\sum_{i=1}^r \mu_i \right) dx, \quad (7)$$

где λ_k – k -ая собственная частота упругой балки, определяемая из частотного уравнения для свободных колебаний.

Предполагается, что актуатор создаёт сосредоточенный изгибающий момент, а сенсор измеряет угол поворота сечения балки в месте прикрепления пары x_i [1]. Поскольку возбуждающий момент $M_0(t)$, приложенный в сечении с координатой x_0 , также является сосредоточенным, то можно записать:

$$\mu_0 = M_0(t) \delta(x - x_0), \quad \mu_i = M_i \delta(x - x_i).$$

Следовательно, слагаемые в правой части уравнения (7) вычисляются по формулам:

$$f_k = M_0(t) \vartheta_k(x_0), \quad y_k = \sum_{i=1}^r M_i \vartheta_k(x_i),$$

где $M_0(t) = \sin(\frac{1}{2}at^2)$; a – параметр, определяющий скорость прохождения резонансов.

С учетом выражений (6) и (7) цель управления заключается в снижении резонансных амплитуд низших m мод $\beta_k(t)$, $k = 1, 2, \dots, m$ за счет выбора управляющих сигналов M_i , приложенных в сечениях с координатами x_i , $i = 1, \dots, r$. Объединяя $r \geq m$ управляющих сигналов M_i в вектор U , запишем алгоритм управления:

$$U = -FKT \frac{d}{dt} \Phi, \quad (8)$$

где $\Phi_{r \times 1}$ – вектор, объединяющий сигналы сенсоров; $K_{m \times m}$ – диагональная матрица коэффициентов усиления; $F_{r \times m}$, $T_{m \times r}$ – модальные матрицы, подлежащие выбору (здесь и далее нижний индекс показывает размер матричного объекта).

Для независимого друг от друга демпфирования первых m мод модальные матрицы выберем следующим образом:

$$T_{m \times r} = (\theta_{m \times r}^T \theta_{r \times m})^{-1} \theta_{m \times r}^T, \quad F_{r \times m} = T_{r \times m}^T = \theta_{r \times m} (\theta_{m \times r}^T \theta_{r \times m})^{-1}, \quad (9)$$

где $\theta_{r \times m}$ – матрица форм упругого объекта.

Строка матрицы $\theta_{r \times m}$ состоит из значений ϑ_k , $k = 1, 2, \dots, m$, в месте закрепления пары сенсор – актуатор, а количество строк определяется количеством r пар. Для определения модальных матриц требуется идентификационная процедура [15].

В конечномерной модели замкнутой системы учтем n собственных форм, среди которых только по m модам организуются обратные связи:

$$\ddot{\beta}_{n \times 1} + \Lambda_{n \times n} \beta_{n \times 1} = f_{n \times 1} - D_{n \times n} \dot{\beta}_{n \times 1}, \quad D_{n \times n} = \Theta_{n \times r}^T F_{r \times m} K_{m \times m} T_{m \times r} \Theta_{r \times n}, \quad (10)$$

где $n > m$ – количество слагаемых, учитываемых в разложении (6); строка матрицы $\Theta_{r \times n}$ состоит из значений $\vartheta_k, k = 1, 2, \dots, n$, а количество строк определяется количеством r пар сенсор – актуатор; $D_{n \times n}$ – матрица, определяющая демпфирование колебаний в замкнутой системе.

Достаточное условие устойчивости заключается в требовании симметричности и положительной определенности матрицы демпфирования D [1, 4]. Симметричность достигается парной расстановкой сенсоров и актуаторов. Представим матрицу $\Theta_{r \times n}$ в блочном виде $\Theta_{r \times n} = [\theta_{r \times m} \theta_{r \times (n-m)}]$, где строки блока $\theta_{r \times (n-m)}$ сформированы из значений $\vartheta_k, k = m + 1, m + 2, \dots, n$ в месте закрепления пары сенсор-актуатор. Тогда получим структуру матрицы демпфирования D аналогичную (4):

$$D_{n \times n} = \begin{bmatrix} K_{m \times m} & S_{m \times (n-m)} \\ S_{(n-m) \times m}^T & G_{(n-m) \times (n-m)} \end{bmatrix}, \quad (11)$$

где введены следующие обозначения: $S = K\Psi$, $G = \Psi^T K \Psi$, $\Psi_{m \times (n-m)} = T_{m \times r} \Theta_{r \times (n-m)}$.

Положительный эффект обратных связей заключается в независимом демпфировании управляемых мод за счет диагональной структуры матрицы K и дополнительном демпфировании неуправляемых мод за счет диагональных элементов матрицы G . Отрицательный эффект заключается в возбуждении вынужденных колебаний неуправляемых мод не только приложением внешнего возбуждения f , но и приложением нагрузки с низкими частотами и амплитудами, зависящими от значений элементов матрицы S . Поскольку амплитуда нагрузки пропорциональна коэффициентам усиления обратных связей, то эффективность виброзащиты ограничена.

В численном эксперименте инерционные и упругие параметры консоли длиной $l = 1,47$ м выбраны так, что нижние собственные частоты составляют $\lambda_1 = 7,1$ рад/с и $\lambda_2 = 44,7$ рад/с. Учитывается вязкое демпфирование, пропорциональное собственной частоте с одинаковым безразмерным коэффициентом демпфирования $\xi = 0,01$. Координата приложения возбуждающего момента $x_0 = 0,2$ м не совпадает с узлами второй и третьей форм угла. Продолжительность воздействия возбуждающего момента $M_0(t) = 1 \sin(\frac{1}{2}at^2)$ и значение параметра $a = 0,05$ рад/с² таковы, что осуществляется не слишком быстрый проход через два резонанса. В численной модели учитываются десять членов разложения (6). В алгоритме управления моделируется реальное дифференцирование измеряемых сигналов с помощью апериодического звена первого порядка с постоянной времени $\tau = 0,01$ с. Эффективность виброзащиты оценивается по прогибу свободного конца консоли $u(l,t)$.

На рис. 3 показаны осциллограммы перемещения $u(l,t)$ и первых четырех мод в разомкнутой системе. Увеличение размаха колебаний происходит при совпадении скорости изменения фазы возбуждающего момента $\omega = at$ со значениями собственных частот упругого объекта.

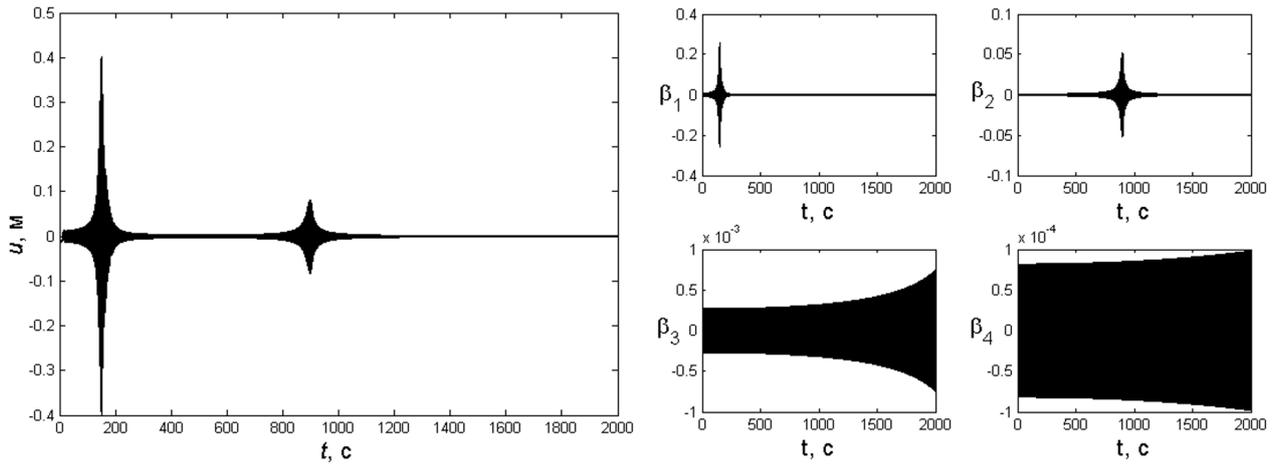


Рис. 3. Осциллограммы прохода через резонанс в разомкнутой системе

Замкнутая система с двумя обратными связями построена с помощью двух пар сенсор – актуатор, расположенных в сечениях $x_1 = 0,4$ м и $x_2 = 1,3$ м, где первые две формы угла имеют почти максимальные значения. Значения коэффициентов обратных связей выбирались независимо: k_1 – так, чтобы снизить размах колебаний на первом резонансе, k_2 – так, чтобы снизить размах колебаний на втором резонансе. При слишком сильной обратной связи эффективность виброзащиты снижается. На рис. 4 приведены осциллограммы процессов в замкнутой системе с коэффициентами усиления $k_1 = 100 \text{ с}^{-1}$; $k_2 = 100 \text{ с}^{-1}$.

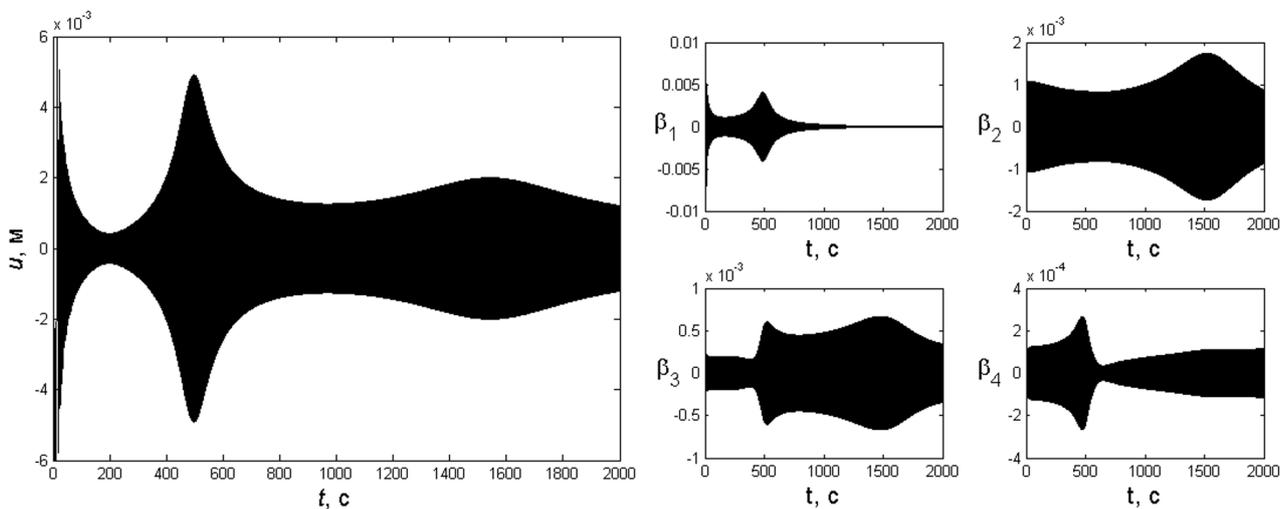


Рис. 4. Осциллограммы процессов в замкнутой системе с двумя обратными связями и двумя парами сенсор – актуатор

При замыкании обратной связью на осциллограммах третьей и четвертой мод появились всплески в те же моменты времени, что и на осциллограмме первой моды. Это вынужденные колебания неконтролируемых мод, обусловленные замыканием обратных связей.

Для того чтобы демпфировать колебания третьей моды, необходимы третья пара сенсор – актуатор, идентификация третьей формы в сечениях закрепления пар и организация третьей обратной связи. Более перспективным представляется увеличение количества пар сенсор – актуатор при сохранении числа обратных связей. При этом

в матрице демпфирования (11) внедиагональные элементы d_{13} и d_{23} уменьшаются по отношению к диагональным d_{11} и d_{22} соответственно [16]. Например, отношение $\alpha = |d_{13}/d_{11}|$ в зависимости от количества r пар сенсор – актуатор уменьшается как показано на рис. 5.

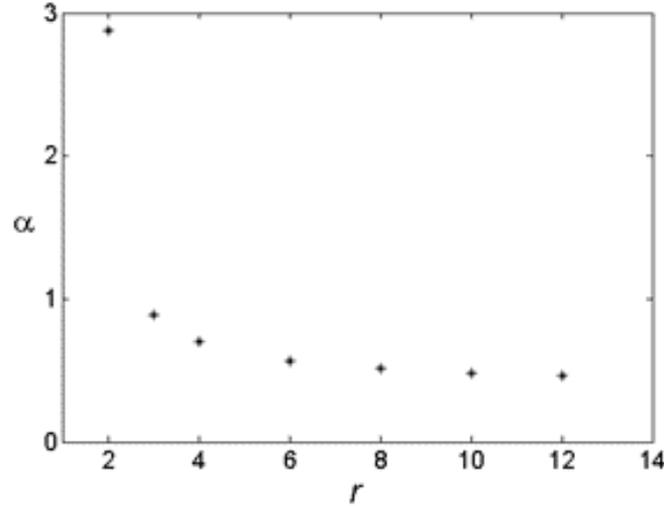


Рис. 5. Зависимость отношения α от количества пар сенсор – актуатор

Результаты численного моделирования процессов в замкнутой системе с двумя обратными связями ($k_1 = 100 \text{ с}^{-1}$; $k_2 = 100 \text{ с}^{-1}$) и четырьмя парами сенсор – актуатор показаны на рис. 6. Пары расположены вдоль балки так, чтобы координаты сечений $x_i, i = 1, \dots, 4$ делили балку на пять равных частей.

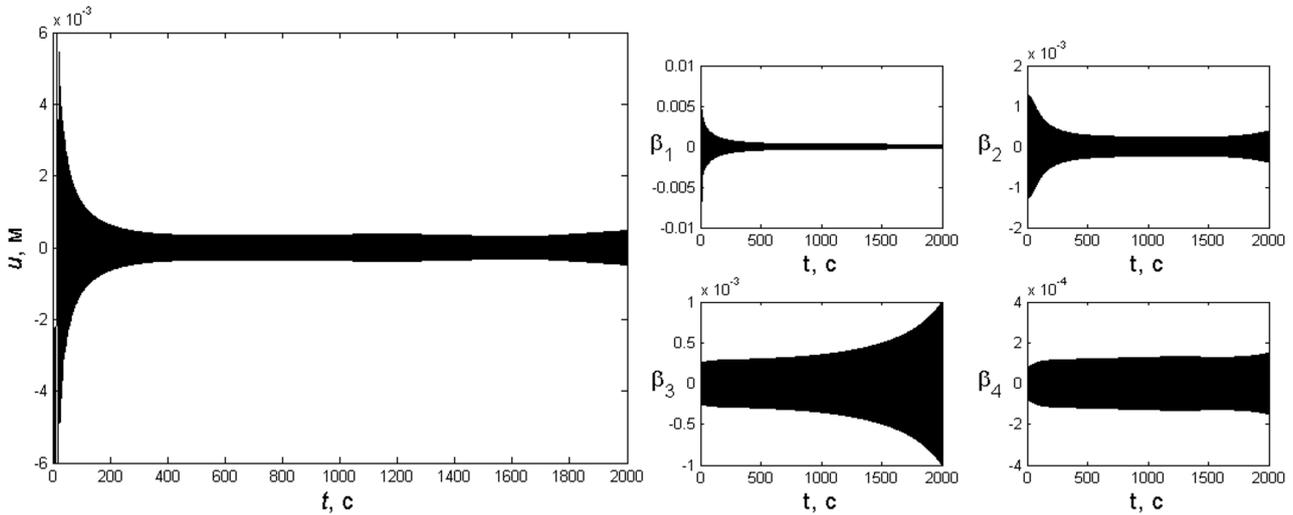


Рис. 6. Осциллограммы процессов в замкнутой системе с двумя обратными связями, четырьмя парами сенсор-актуатор и модальными матрицами (9)

Сравнение осциллограмм, представленных на рисунках 4 и 6, позволяет утверждать следующее. При преобразовании измеряемого сигнала (6) модальной матрицей T мы получаем оценки первой и второй мод, содержащие все высшие моды. Избыточное количество пар сенсор – актуатор помогает по крайней мере снизить вклад третьей моды в оценках первых двух. Поэтому возбуждение колебаний по третьей форме

на низших резонансах не столь интенсивно. При избыточном количестве пар сенсор – актуатор можно добиться более эффективного подавления вибрации.

Использование избыточного количества пар сенсор – актуатор приводит к необходимости идентификации упругих форм объекта в местах прикрепления дополнительных пар пьезоэлементов. Этот факт является существенным недостатком, поскольку процедура идентификации форм сложна. Результаты численного моделирования процессов в замкнутой системе с избыточным количеством пьезоэлементов показывают, что в алгоритме управления можно использовать модифицированные модальные матрицы:

$$T = (\text{sign}(\theta^T)\text{sign}(\theta))^{-1}\text{sign}(\theta^T), \quad F = T^T, \quad (12)$$

полученные подстановкой в формулу (9) вместо $\theta_{r \times m}$ матрицы $\text{sign}(\theta_{r \times m})$. При четном количестве пар пьезоэлементов и их симметричной расстановке относительно середины балки расчет модальных матриц можно осуществить по формуле:

$$T = \text{sign}(\theta^T), \quad F = \text{sign}(\theta) \quad (13)$$

Варианты (12) и (13) расчета модальных матриц дают при одинаковой матрице коэффициентов усиления обратных связей K матрицы демпфирования D , отличающиеся постоянным множителем. Однако, матрицы демпфирования вместо диагонального блока $K_{m \times m}$ (см. (11)) содержат блок с ненулевыми внедиагональными элементами. Следовательно, демпфирование первой и второй мод колебаний не может быть выполнено независимо. Это осложняет настройку коэффициентов усиления двух обратных связей. Путем последовательного приближения удаётся добиться приемлемого демпфирования колебаний на обоих резонансах. Результаты численного моделирования процессов в замкнутой системе с двумя обратными связями, четырьмя парами сенсор – актуатор и модальными матрицами (13) показаны на рис. 7.

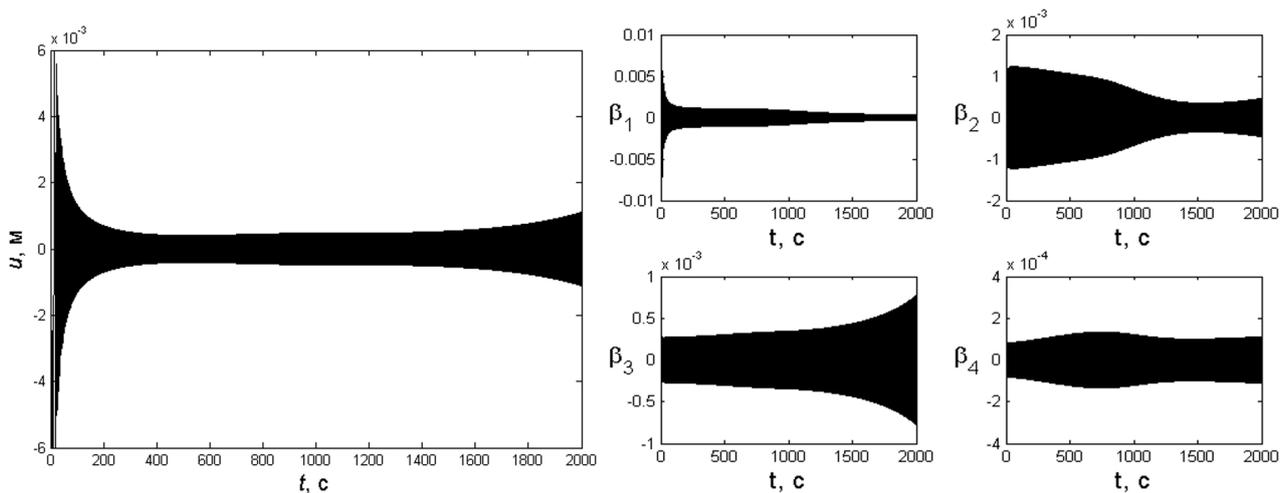


Рис. 7. Осциллограммы процессов в замкнутой системе с двумя обратными связями, четырьмя парами сенсор – актуатор и модальными матрицами (13)

Идентификационная процедура, позволяющая экспериментально определить модальные матрицы (12), предложена в [16]. Она сводится к анализу фигур Лиссажу, построенных по сигналам пар сенсоров в режиме прохода через резонансы.

Заключение

Ограничение эффективности виброзащиты, построенной по принципу независимого демпфирования низших мод упругого объекта, обусловлено возбуждением вынужденных колебаний по неконтролируемым высшим модам. Использование избыточного количества сенсоров и актуаторов позволяет существенно уменьшить размах этих колебаний и увеличить эффективность виброзащиты. Результаты численного моделирования показали, что для виброзащиты балки длиной $l = 1,47$ м в диапазоне частот, ограниченном второй собственной частотой, достаточно четырех – шести пар сенсор – актуатор.

Полученные результаты представляются перспективными для любых систем управления движением распределенных механических систем. Они позволяют провести аналогию с живыми организмами, при движении которых высшие моды не возбуждаются при весьма скромном частотном диапазоне работы нервной системы, так как имеется явный избыток сенсоров и актуаторов.

Список литературы

1. S.O.R. Moheimani, A.J. Fleming, Piezoelectric transducers for vibration control and damping. Springer, 2006.
2. Q. Zhang, J. Jin, J. Zhang, C. Zhao, Active vibration suppression of a 3-DOF flexible parallel manipulator using Efficient Modal Control // Shock and Vibration, Article number 953694, 10 pages (2014). <https://doi.org/10.1155/2014/953694>
3. O. J. Aldraihem, T. Singh, R.C. Wetherhold, Optimal size and location of piezoelectric actuator/sensors: practical considerations // Journal of Guidance, Control, and Dynamics, vol. 23, no. 3, 289-299 (2000). <https://doi.org/10.2514/2.4557>
4. R. Zemcika, P. Sadilek, Modal analysis of beam with piezoelectric sensors and actuators // Applied and Computational Mechanics, vol. 1, 381-386 (2007).
5. L. Meirovitch, H. Baruh, Optimal control of damped flexible gyroscopic systems // Journal of Guidance, Control, and Dynamics, vol. 4, no. 2, 157-163 (1981).
6. A. Baz, S. Poh, Performance of an active control system with piezoelectric actuators // Journal of Sound and Vibration, vol. 126, no. 2, 327-343 (1988).
7. S. P. Singh, H. S. Pruthi, V. P. Agarwal, Efficient modal control strategies for active control of vibrations // Journal of Sound and Vibration, vol. 262, no. 3, 563-575 (2003). [https://doi.org/10.1016/S0022-460X\(03\)00111-1](https://doi.org/10.1016/S0022-460X(03)00111-1)
8. S. Cinquemani, D. Ferrari, I. Bayati, Reduction of spillover effects on independent modal space control through optimal placement of sensors and actuators // Smart Materials and Structures, vol. 24, 085006 (2015).
9. I. Bruant, G. Coffignal, F. Lene, A methodology for determination of piezoelectric actuator and sensor location on beam structures // Journal of Sound and Vibration, vol. 243, no. 5, 861-882 (2001). <https://doi.org/10.1006/jsvi.2000.3448>
10. F. Botta, D. Dini, C. Schwingshackl, L. di Mare, G. Cerri, Optimal placement of piezoelectric plates to control multimode vibrations of a beam // Advances in Acoustics and Vibration 2013, ID 905160 (2013). <https://doi.org/10.1155/2013/905160>
11. Петраков Е.В., Лофти Пур Х., Дробный Е.В. Активное гашение поперечных колебаний консольной балки пьезоэлектрическими слоями с различными формами электродов // Проблемы прочности и пластичности 81 (4), 429-442 (2019). <https://doi.org/10.32326/1814-9146-2019-81-4-429-442>
12. F. Botta, A. Scorza, A. Rossi, Optimal piezoelectric potential distribution for controlling multimode vibrations // Applied Sciences, vol. 8, no. 4, 551 (2018).

<https://doi.org/10.3390/app8040551>

13. C. Peukert, P. Pohlmann, M. Merx, J. Muller, S. Ihlenfeldt, Investigation of local and modal based active vibration control strategies on the example of an elastic system // *Journal of Machine Engineering*, vol. 19, no. 2, 32-45 (2019). <https://doi.org/10.5604/01.3001.0013.2222>

14. A.K. Belyaev, A.V. Fedotov, H. Irschik, M. Nader, V.A. Polyanskiy, N.A. Smirnova, Experimental study of local and modal approaches to active vibration control of elastic systems // *Structural Control and Health Monitoring*, vol. 25, no. 8, e2105 (2017). <https://doi.org/10.1002/stc.2105>

15. Беляев А.К., Полянский В.А., Смирнова Н.А., Федотов А.В. Процедура идентификации при модальном управлении распределенным упругим объектом // *Научно-технические ведомости СПбГПУ. Физико-математические науки* 10 (2), 69-81 (2017). <https://doi.org/10.18721/JPM.10207>

16. Полянский В.А., Смирнова Н.А. Алгоритм гашения упругих колебаний распределенного объекта при избыточном количестве пар сенсор-актуатор. *Вестник Санкт-Петербургского университета. Математика. Механика. Астрономия*, 9(4), 720-728. <https://doi.org/10.21638/spbu01.2022.413>

References

1. S.O.R. Moheimani, A.J. Fleming, *Piezoelectric transducers for vibration control and damping*. Springer, 2006.

2. Q. Zhang, J. Jin, J. Zhang, C. Zhao, Active vibration suppression of a 3-DOF flexible parallel manipulator using Efficient Modal Control // *Shock and Vibration*, Article number 953694, 10 pages (2014). <https://doi.org/10.1155/2014/953694>

3. O. J. Aldraihem, T. Singh, R.C. Wetherhold, Optimal size and location of piezoelectric actuator/sensors: practical considerations // *Journal of Guidance, Control, and Dynamics*, vol. 23, no. 3, 289-299 (2000). <https://doi.org/10.2514/2.4557>

4. R. Zemcika, P. Sadilek, Modal analysis of beam with piezoelectric sensors and actuators // *Applied and Computational Mechanics*, vol. 1, 381-386 (2007).

5. L. Meirovitch, H. Baruh, Optimal control of damped flexible gyroscopic systems // *Journal of Guidance, Control, and Dynamics*, vol. 4, no. 2, 157-163 (1981).

6. A. Baz, S. Poh, Performance of an active control system with piezoelectric actuators // *Journal of Sound and Vibration*, vol. 126, no. 2, 327-343 (1988).

7. S. P. Singh, H. S. Pruthi, V. P. Agarwal, Efficient modal control strategies for active control of vibrations // *Journal of Sound and Vibration*, vol. 262, no. 3, 563-575 (2003). [https://doi.org/10.1016/S0022-460X\(03\)00111-1](https://doi.org/10.1016/S0022-460X(03)00111-1)

8. S. Cinquemani, D. Ferrari, I. Bayati, Reduction of spillover effects on independent modal space control through optimal placement of sensors and actuators // *Smart Materials and Structures*, vol. 24, 085006 (2015).

9. I. Bruant, G. Coffignal, F. Lene, A methodology for determination of piezoelectric actuator and sensor location on beam structures // *Journal of Sound and Vibration*, vol. 243, no. 5, 861-882 (2001). <https://doi.org/10.1006/jsvi.2000.3448>

10. F. Botta, D. Dini, C. Schwingshackl, L. di Mare, G. Cerri, Optimal placement of piezoelectric plates to control multimode vibrations of a beam // *Advances in Acoustics and Vibration* 2013, ID 905160 (2013). <https://doi.org/10.1155/2013/905160>

11. E.V. Petrakov, H. Lofti Pour, E.V. Drobny, Active Damping of transverse vibrations of console beam by piezoelectric layer with different electrode shapes of damaged media // *Problems of strength and plasticity*, 81 (4), 429-442 (2019). <https://doi.org/10.32326/1814-9146-2019-81-4-429-442>

-
12. F. Botta, A. Scorza, A. Rossi, Optimal piezoelectric potential distribution for controlling multimode vibrations // Applied Sciences, vol. 8, no. 4, 551 (2018). <https://doi.org/10.3390/app8040551>
 13. C. Peukert, P. Pohlmann, M. Merx, J. Muller, S. Ihlenfeldt, Investigation of local and modal based active vibration control strategies on the example of an elastic system // Journal of Machine Engineering, vol. 19, no. 2, 32-45 (2019). <https://doi.org/10.5604/01.3001.0013.2222>
 14. A.K. Belyaev, A.V. Fedotov, H. Irschik, M. Nader, V.A. Polyanskiy, N.A. Smirnova, Experimental study of local and modal approaches to active vibration control of elastic systems // Structural Control and Health Monitoring, vol. 25, no. 8, e2105 (2017). <https://doi.org/10.1002/stc.2105>
 15. A.K. Belyaev, V.A. Polyanskiy, N.A. Smirnova, A.V. Fedotov, Identification procedure in the modal control of a distributed elastic system, St. Petersburg Polytechnical State University Journal. Physics and Mathematics. 10(2), 69–81 (2017). DOI: 10.18721/JPM.10207
 16. V.A. Polyanskiy, N.A. Smirnova, Algorithm for Damping Elastic Vibrations of a Distributed System with an Excessive Number of Sensor-Actuator Pairs. Vestnik St. Petersburg Univ. Math. 55, 482–488 (2022). <https://doi.org/10.1134/S1063454122040148>

УДК: 62.752 629.4.015, 628.534, 519.71-74

OECD: 02.03.IU, 02.03.PU

Системный подход к оценке состояний вибрационных полей технических объектов в задачах динамики транспортных и технологических машин

Елисеев А.В.^{1,2*}, Кузнецов Н.К.³, Миронов А.С.⁴

¹ к.т.н., доцент, доцент кафедры математики

² к.т.н., доцент, доцент кафедры конструирования и стандартизации в машиностроении

³ д.т.н., профессор, зав. кафедрой конструирования и стандартизации в машиностроении

⁴ соискатель

^{1,4} Иркутский государственный университет путей сообщения

^{2,3} Иркутский национальный исследовательский технический университет

^{1,2,3,4} г. Иркутск, РФ

Аннотация

Развивается научно-методологическая база оценки, контроля и формирования состояний вибрационного поля технического объекта транспортного или технологического назначения. В качестве расчетных схем используются механические колебательные системы с сосредоточенными параметрами. Моделью технического объекта служит механическая колебательная система, образованная твердым телом, находящимся в условиях связанных нагружений силовой природы. Применяется структурный подход, в рамках которого механическим колебательным системам ставятся в соответствие структурные схемы эквивалентных в динамическом отношении систем автоматического управления. Оценка состояний вибрационного поля проводится на основе передаточных отношений амплитуд колебаний точек твердого тела, в общем случае зависящих от параметра в виде коэффициента связности внешних силовых возмущений. В рамках развиваемых представлений показано, что состояния вибрационного поля могут быть охарактеризованы конечными наборами динамических инвариантов, отображающих существенные особенности в виде количества резонансов, режимов обнуления и знакоопределенных форм. Разработан подход к оценке совокупности состояний вибрационного поля, отличающийся тем, что семейство состояний вибрационного поля разбивается на динамические инварианты с помощью частотных функций обнуления и резонанса.

Ключевые слова: структурное математическое моделирование, механическая колебательная система, межпарциальная связь, вибрационное поле, связанные силовые возмущения, динамические состояния.

Systematic approach to assessing the states of vibration fields of technical objects in problems of dynamics of transport and technological machines

Eliseev A. V.^{1,2}, Kuznetsov N. K.³, Mironov A. S.⁴*

¹ *PhD, Associate Professor, Associate Professor of the Department of Mathematics*

² *Associate Professor of the Department of Design and Standardization in Mechanical Engineering*

³ *DSc, Professor, Head of the Department of Design and Standardization in Mechanical Engineering*

⁴ *Applicant*

^{1,4} *Irkutsk State Transport University*

^{2,3} *Irkutsk National Research Technical University*

^{1,2,3,4} *Irkutsk, Russia*

Abstract

The scientific and methodological basis of assessment, control and formation of the states of the vibration field of a technical object of transport or technological purpose is being developed. Mechanical oscillatory systems with concentrated parameters are used as calculation schemes. The model of a technical object is a mechanical oscillatory system formed by a solid body under conditions of connected loads of a force nature. A structural approach is applied. Within the framework of structural mathematical modeling of a mechanical oscillatory system, a block diagram of a dynamically equivalent automatic control system is aligned. The evaluation of the states of the vibrational field is carried out on the basis of the transfer ratios of the oscillation amplitudes of the points of the solid. The transfer functions depend on the coefficient of connectivity of external force disturbances. It is shown that the states of the vibrational field can be characterized by finite sets of dynamic invariants. Dynamic invariants display the number of resonances, zeroing modes, and familiar shapes. An approach has been developed to evaluate the totality of vibrational field states, characterized in that the family of vibrational field states is divided into dynamic invariants using frequency zeroing and resonance functions.

Keywords: *structural mathematical modeling, mechanical oscillatory system, interpartial tie, vibration field, tied power excitations, dynamic states.*

Введение

Проблемы обеспечения безопасности эксплуатации технических объектов в строительной индустрии, химической промышленности, в области переработки полезных ископаемых, при транспортировке и классификации сыпучих гранулированных сред актуализируют развитие междисциплинарных подходов, охватывающих машиноведение, прикладную и теоретическую механику, теорию автоматического управления, теории систем и др. [1-3]. Развитие представлений о причинах снижения эффективности работы оборудования, выхода из строя технических систем, возникновения опасных ситуаций на производстве обращает внимание на технические объекты транспортного и технологического назначения, находящиеся в условиях интенсивных динамических нагружений [4]. Роль вибрационных взаимодействий в обеспечении безопасности эксплуатации технических объектов предопределяет необходимость разработки научно-методологических основ оценки, контроля и формирования динамических состояний рабочих органов вибрационных технологических машин [5-8]. Особенности вибрационных нагружений могут рассматриваться в качестве механических факторов безопасности технических объектов, работающих в условиях интенсивных динамических взаимодействий [9-11].

При всем разнообразии технических объектов, находящихся в условиях вибрационных нагружений, выбор расчетных схем для предварительных исследований и оценок связан с механическими колебательными системами с одной, двумя и тремя степенями свободы в предположении малости сил трения [12,13]. В задачах динамики вибрационных взаимодействий элементов технологических машин распространение получили расчетные схемы в виде механических колебательных систем, образованных твердым телом на упругих опорах, совершающим вынужденные колебания под действием возмущений силовой природы. В задачах динамики технологических машин значение приобретают методы оценки вибрационного поля рабочего органа, основанные на учете распределения амплитуд колебаний точек рабочих поверхностей, зависящего от внешних силовых факторов [8].

В качестве методологической базы разработки математических моделей

технических объектов, расчетными схемами которых служат линейные колебательные системы, распространение получил структурный подход, отличающийся тем, что механическим колебательным системам сопоставляются структурные схемы эквивалентных в динамическом отношении систем автоматического управления [14]. Структурный подход показал свою эффективность в моделировании линейных или линеаризованных систем, совершающих малые установившиеся механические колебания относительно положения статического равновесия. К преимуществам подхода можно отнести возможность моделирования объектов с помощью методов теории автоматического управления, теории систем, системного анализа и динамических аналогий [15]. В рамках структурного подхода задачи оценки состояний вибрационного поля могут быть решены на основе представлений о передаточных функциях структурной схемы, обладающей входными и выходными сигналами. Состояние вибрационного поля может быть оценено на основе передаточной функции, для которой входными и выходными сигналами служат колебания точек рабочего органа [16,17]. На основе отношений амплитуд колебаний точек поверхности рабочего органа можно формировать представления о разнообразии возможных состояний вибрационного поля, включая однородность, в зависимости от внешних факторов. Одним из ключевых факторов разнообразия состояний вибрационного поля служит коэффициент связности внешних силовых возмущений, который с физической точки зрения отображает особенности вибраторов, установленных в точках рабочего органа для реализации технологических режимов [18]. С формальной точки зрения коэффициент связности внешних возмущений определяет параметрическое семейство механических колебательных систем, отображающих особенности состояний вибрационного поля технического объекта. Для оценки возможных состояний вибрационного поля может быть поставлена задача учета динамических особенностей в виде количества резонансов, режимов обнуления и форм вибрационного поля в зависимости от частоты и коэффициента связности внешних возмущений. Задача определения возможных состояний вибрационного поля предполагает развитие представлений о динамических инвариантах, отображающих возможности сохранения количества динамических особенностей на интервальных множествах коэффициента связности и возможности разрывов в критических значениях коэффициента связности [19].

Вместе с тем, концепция динамических инвариантов вибрационного поля технического объекта, расчетной схемой которого служит механическая колебательная система, образованная твердым телом с тремя степенями свободы, находящимся в условиях связанных силовых возмущений, ещё не получила должного развития в рамках структурного подхода.

Предлагаемая статья посвящена применению концепции динамических инвариантов в решении задачи оценки многообразия состояний вибрационных полей технических объектов, находящихся в условиях связанных силовых возмущений.

1. Основные положения. Постановка задачи

Рассматривается механическая колебательная система, образованная плоским твердым телом ABC (рис.1) с массой M_0 и моментами инерции J_1 , J_2 , совершающим установившиеся малые упругие колебания относительно положения статического равновесия под воздействием гармонических синфазных силовых возмущений Q_1 , Q_2 , Q_3 . Твердое тело, помещенное на упругие опоры, совершает установившиеся колебания на частоте внешних силовых возмущений. Вибрационное поле твердого тела оценивается на основе отношения амплитуд колебаний в точках измерения. Силовые возмущения формируют совокупность состояний вибрационных полей твердого тела,

оцениваемую на основе передаточных отношений амплитуд колебаний. В зависимости от частот внешних силовых возмущений передаточное отношение может принимать отрицательные, положительные, нулевые и сколь угодно большие по модулю значения, отображающие в своей совокупности режимы обнуления амплитуд колебаний, резонансы и знакоопределенные формы вибрационного поля.

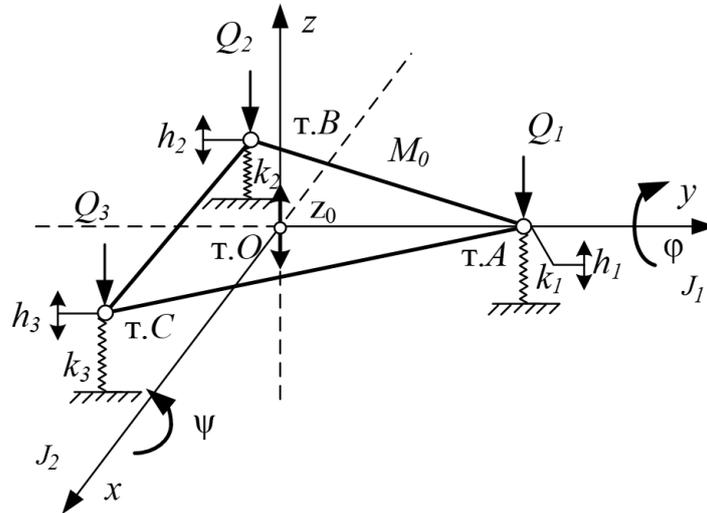


Рис. 1. Расчетная схема механической колебательной системы с тремя степенями свободы: ABC – твердое тело; Q_1, Q_2, Q_3 – внешние силовые возмущения; k_1, k_2, k_3 – упругие элементы, т.О – центр масс, M_0 – масса твердого тела, J_1, J_2 – моменты инерции

Учет связности внешних силовых возмущений расширяет совокупность возможных состояний вибрационного поля твердого тела. Для оценки разнообразия состояний вибрационного поля на основе амплитуд колебаний точек поверхности рабочего органа может быть выбран подход, учитывающий существенные особенности состояний в рамках обобщенных представлений, отображающих количество знакоопределенных форм динамических взаимодействий, режимов обнуления и резонансов.

Задача заключается в разработке метода оценки состояний вибрационных полей твердых тел с тремя степенями свободы, находящихся в условиях связанных нагружений силовой природы, отображающего количественные характеристики существенных динамических особенностей отношения амплитуд колебаний в точках измерения.

2. Математическая модель

Рассматривается декартова система координат (x, z, y) с центром в т. O (рис.1). В качестве двух эквивалентных вариантов обобщенных координат твердого тела ABC рассматриваются $\{h_1, h_2, h_3\}$ – смещения тт. A, B, C относительно положения статического равновесия и упорядоченный набор $\{z_0, \varphi, \psi\}$, где z_0 – вертикальное смещение центра масс твердого тела, φ, ψ – угловые повороты твердого тела вокруг осей инерции, направленных вдоль осей Ox, Oy неподвижной декартовой системы координат $Oxyz$. Предполагается, что центр масс твердого тела в положении равновесия находится в т. O начала системы координат. Обобщенные координаты $\{h_1, h_2, h_3\}$ и $\{z_0, \varphi, \psi\}$ связаны между собой преобразованием:

$$h = U\zeta \quad (1)$$

где $U = \begin{pmatrix} 1 & x_1 & y_1 \\ 1 & x_2 & y_2 \\ 1 & x_3 & y_3 \end{pmatrix}$, $h = \begin{pmatrix} h_1 \\ h_2 \\ h_3 \end{pmatrix}$, $\zeta = \begin{pmatrix} z_0 \\ \varphi \\ \psi \end{pmatrix}$, $x_i, y_i, i = 1, 2, 3$ координаты тт.

A, B, C крепления к плоскому твердому телу упругих элементов с жесткостями k_1, k_2, k_3 [20].

Потенциальная энергия системы в обобщенных координатах $\{h_1, h_2, h_3\}$ может быть представлена в виде:

$$\Pi = \frac{1}{2} \langle Kh, h \rangle, \quad (2)$$

где $K = \begin{pmatrix} k_1 & 0 & 0 \\ 0 & k_2 & 0 \\ 0 & 0 & k_3 \end{pmatrix}$, $\langle u, v \rangle = u_1 v_1 + u_2 v_2 + u_3 v_3$ – скалярное произведение векторов u и v .

Кинетическая энергия движения твердого тела в координатах $\{z_0, \varphi, \psi\}$ представляется:

$$T = \frac{1}{2} \langle M \dot{\zeta}, \dot{\zeta} \rangle, \quad (3)$$

где $M = \begin{pmatrix} M_0 & 0 & 0 \\ 0 & J_1 & 0 \\ 0 & 0 & J_1 \end{pmatrix}$, $\dot{\zeta}$ – вектор обобщенных скоростей. Дифференциальные уравнения Лагранжа 2-ого рода могут быть представлены в матричном виде:

$$(U^{-1})^T M U^{-1} \ddot{h} + K \vec{h} = \vec{q}, \quad (4)$$

где \ddot{h} – вектор обобщенных ускорений, $q = \begin{pmatrix} Q_1 \\ Q_2 \\ Q_3 \end{pmatrix}$ – вектор силовых возмущений.

Связность внешних силовых возмущений имеет вид:

$$Q_2 = \gamma_2 Q_1, \quad Q_3 = \gamma_3 Q_1, \quad (5)$$

где γ_2, γ_3 – коэффициенты связности, которые могут принимать положительные, нулевые и отрицательные значения, в физическом плане отображающие связь между характеристиками возможных вибраторов, установленных на твердое тело для создания вибрационного поля.

Под действием интегрального преобразования Лапласа система дифференциальных уравнений (4) с учетом нулевых начальных условий может быть приведена к алгебраической системе:

$$((U^{-1})^T M U^{-1} p^2 + K) \bar{h} = \bar{q}, \quad (6)$$

где $p = j\omega$ – комплексная переменная, $j = \sqrt{-1}$ – мнимая единица, ω – частота внешнего кинематического возмущения, символ «-» над векторными функциями h и q означает интегральное преобразование Лапласа [20].

Если элементы матрицы $(U^{-1})^T M U^{-1}$ в выражении (6) обозначить m_{ij} :

$$(U^{-1})^T M U^{-1} = \begin{pmatrix} m_{11} & m_{12} & m_{13} \\ m_{21} & m_{22} & m_{23} \\ m_{31} & m_{32} & m_{33} \end{pmatrix}, \quad (7)$$

то алгебраическая система (6), представленная структурной схемой (рис.2) с помощью известных методов [15], примет вид, где m_{ij} определяет особенности парциальных систем и межпарциальных связей.

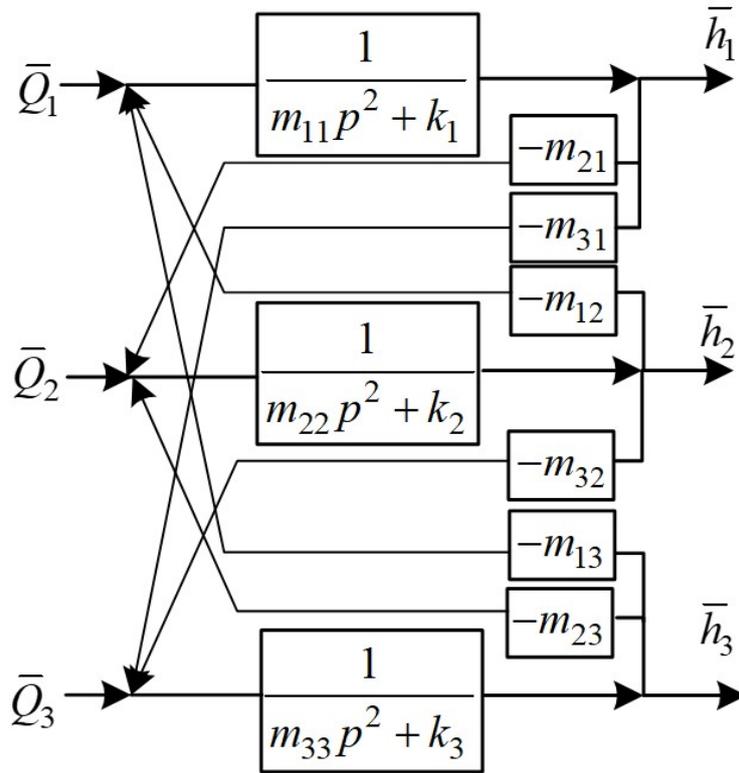


Рис. 2. Структурная схема механической колебательной системы (рис.1)

Для оценки состояний вибрационного поля твердого тела с учетом связности силовых возмущений на основе структурной схемы (рис.2) могут быть построены передаточные функции межпарциальных связей $W_{21}(p)$, $W_{31}(p)$, $W_{32}(p)$:

$$W_{21}(p) = \frac{\bar{h}_2}{\bar{h}_1}, \tag{8}$$

$$W_{31}(p) = \frac{\bar{h}_3}{\bar{h}_1}, \tag{9}$$

$$W_{32}(p) = \frac{\bar{h}_3}{\bar{h}_2}. \tag{10}$$

Передаточные функции (8)-(10) в физическом смысле отображают представления о распределении амплитуд колебаний точек твердого тела [18]. Особенности распределения амплитуд в зависимости от частоты внешних кинематических возмущений могут быть отображены с помощью амплитудно-частотных характеристик передаточных функций межпарциальных связей (8)-(10):

$$A_{21}(\omega) = W_{21}(j\omega), \tag{11}$$

$$A_{31}(\omega) = W_{31}(j\omega), \tag{12}$$

$$A_{32}(\omega) = W_{32}(j\omega). \tag{13}$$

С обобщенной точки зрения, учитывающей существенные особенности, совокупность состояний вибрационных полей на частотных интервалах может быть

отображена конечным набором частот резонанса, частот режимов обнуления и частотных интервалов знакоопределенных форм вибрационного поля, представляющим так называемый динамический инвариант. С помощью динамических инвариантов могут быть отображены свойства системы сохранять или изменять существенные особенности вибрационного поля [21]. «Переход» системы между обобщенными динамическими состояниями, которые характеризуются различными динамическими инвариантами, зависит от возможности совмещения частот, вызывающих эффект обнуления амплитуд колебаний, с частотами, вызывающими эффект резонанса амплитуды. По мере изменения коэффициентов связности сближение частоты обнуления с частотой резонанса способно приводить к взаимному устранению критических режимов и изменению количества знакоопределенных форм вибрационных полей.

3. Оценка совокупности состояний вибрационного поля системы с учетом связности силовых возмущений

В предположении связности силовых возмущений (5) алгебраическая система (6) может быть представлена в виде:

$$\left(\begin{pmatrix} m_{11} & m_{12} & m_{13} \\ m_{21} & m_{22} & m_{23} \\ m_{31} & m_{32} & m_{33} \end{pmatrix} \cdot p^2 + \begin{pmatrix} k_1 & 0 & 0 \\ 0 & k_2 & 0 \\ 0 & 0 & k_3 \end{pmatrix} \right) \cdot \begin{pmatrix} h_1 \\ h_2 \\ h_3 \end{pmatrix} = Q_1 \begin{pmatrix} 1 \\ \gamma_2 \\ \gamma_3 \end{pmatrix}. \quad (14)$$

Передаточные функция, отображающие в физическом смысле особенности распределения амплитуд колебаний, представляют собой дробно-рациональные выражения, включающие коэффициенты связности:

$$W_{21}(p) = \frac{\bar{h}_2}{\bar{h}_1} = \frac{H_2(p)}{H_1(p)} = \frac{A_2 p^4 + (B_2 + C_2) p^2 + D_2}{A_1 p^4 + (B_1 + C_1) p^2 + D_1}, \quad (15)$$

где

$$A_1 = \begin{vmatrix} 1 & m_{12} & m_{13} \\ \gamma_2 & m_{22} & m_{23} \\ \gamma_3 & m_{32} & m_{33} \end{vmatrix}, \quad B_1 = \begin{vmatrix} 1 & 0 & m_{13} \\ \gamma_2 & k_2 & m_{23} \\ \gamma_3 & 0 & m_{33} \end{vmatrix}, \quad C_1 = \begin{vmatrix} 1 & m_{12} & 0 \\ \gamma_2 & m_{22} & 0 \\ \gamma_3 & m_{32} & k_3 \end{vmatrix}, \quad D_1 = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ \gamma_2 & k_2 & 0 \\ \gamma_3 & 0 & k_3 \end{vmatrix},$$

$$A_2 = \begin{vmatrix} m_{11} & 1 & m_{13} \\ m_{21} & \gamma_2 & m_{23} \\ m_{31} & \gamma_3 & m_{33} \end{vmatrix}, \quad B_2 = \begin{vmatrix} k_1 & 1 & m_{13} \\ 0 & \gamma_2 & m_{23} \\ 0 & \gamma_3 & m_{33} \end{vmatrix}, \quad C_2 = \begin{vmatrix} m_{11} & 1 & 0 \\ m_{21} & \gamma_2 & 0 \\ m_{31} & \gamma_3 & k_3 \end{vmatrix}, \quad D_2 = \begin{vmatrix} k_1 & 1 & 0 \\ 0 & \gamma_2 & 0 \\ 0 & \gamma_3 & k_3 \end{vmatrix},$$

$$H_2(p) = A_2 p^4 + (B_2 + C_2) p^2 + D_2, \quad (16)$$

$$H_1(p) = A_1 p^4 + (B_1 + C_1) p^2 + D_1. \quad (17)$$

Выражение передаточной функции (15) образовано биквадратными многочленами $H_1(p)$ и $H_2(p)$, коэффициенты которых могут быть представлены в виде сумм определителей, сформированных из элементов матрицы системы (14).

Частоты θ_0, θ_1 , обнуляющие амплитуды колебаний обобщенной координаты h_2 , определены из условия $H_2(j\omega) = 0$ (16), имеющего вид биквадратного уравнения относительно ω . Частоты резонансов ρ_1, ρ_2 определены из условия $H_1(j\omega) = 0$ (17). В случае совпадения частот θ_i и ρ_j эффекты обнуления и резонанса могут взаимоустраняться.

Коэффициенты связности γ_2 и γ_3 определяют взаимное расположение частот обнуления относительно резонансных частот. Всевозможные взаимные расположения

частот обнуления θ_0, θ_1 относительно частот резонанса ρ_1, ρ_2 определяют разнообразие обобщенных состояний вибрационного поля твердого тела.

Учет координат крепления и жесткостей упругих элементов позволяет находить частоты обнуления и частоты резонансов в зависимости от коэффициентов связности внешних силовых возмущений.

4. Оценка совокупности обобщенных состояний вибрационного поля с учетом симметрии параметров системы

Предполагается, что точки крепления упругих элементов образуют равнобедренный треугольник с основанием и высотой, направленными параллельно осям OX и OY соответственно (рис.1). Рассматриваемый частный случай крепления упругих элементов может быть представлен с помощью координат точек, расположенных симметрично относительно высоты:

$$x_1 = 0, y_1 = l_1, x_2 = -l_2, y_2 = -l_3, x_3 = l_2, y_3 = -l_3. \quad (18)$$

Дополнительно предполагается условие равенства жесткостей упругих элементов, прикрепленным в симметричных тт. и :

$$k_2 = k_3. \quad (19)$$

С учетом условий (5), (18), (19) соответствующие числитель и знаменатель передаточной функции (15) вычисляются по формулам:

$$H_1(p) = -\frac{(J_1 p^2 + 2k_2 l_2^2)}{4(l_1 + l_3)^2 l_2^2} \cdot (((\gamma_2 + \gamma_3)(l_3 l_1 M - J_2)k_2 - (M l_1^2 + J_2)k_1)p^2 - 2(l_1 + l_3)^2 k_1 k_2), \quad (20)$$

$$H_2(p) = \begin{vmatrix} \frac{l_3^2 M + J_2}{(l_1 + l_3)^2} p^2 + k_1 & 1 & \frac{l_1 l_3 M - J_2}{2(l_1 + l_3)^2} p^2 \\ \frac{l_1 l_3 M - J_2}{2(l_1 + l_3)^2} p^2 & \gamma_2 & \left(\frac{l_1^2 M + J_2}{4(l_1 + l_3)^2} - \frac{J_1}{4l_2^2} \right) p^2 \\ \frac{l_1 l_3 M - J_2}{2(l_1 + l_3)^2} p^2 & \gamma_3 & \left(\frac{l_1^2 M + J_2}{4(l_1 + l_3)^2} + \frac{J_1}{4l_2^2} \right) p^2 + k_3 \end{vmatrix}. \quad (21)$$

При выполнении условий (18), (19) одна из частот резонанса ρ_0 имеет вид:

$$\rho_0 = l_2 \sqrt{\frac{2k_2}{J_1}}. \quad (22)$$

В зависимости от коэффициентов связности передаточная функция $W_{11}(p)$ представляет дробно-рациональное выражение:

$$W_{21}(p) = \frac{- \begin{vmatrix} m_{21} p^2 & m_{23} p^2 \\ m_{31} p^2 & m_{33} p^2 + k_3 \end{vmatrix} + \gamma_2 \begin{vmatrix} m_{11} p^2 + k_1 & m_{13} p^2 \\ m_{31} p^2 & m_{33} p^2 + k_3 \end{vmatrix} - \gamma_3 \begin{vmatrix} m_{11} p^2 + k_1 & m_{13} p^2 \\ m_{21} p^2 & m_{23} p^2 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} m_{22} p^2 + k_2 & m_{23} p^2 \\ m_{31} p^2 & m_{33} p^2 + k_3 \end{vmatrix} - \gamma_2 \begin{vmatrix} m_{12} p^2 & m_{13} p^2 \\ m_{32} p^2 & m_{33} p^2 + k_3 \end{vmatrix} + \gamma_3 \begin{vmatrix} m_{12} p^2 & m_{13} p^2 \\ m_{22} p^2 + k_2 & m_{23} p^2 \end{vmatrix}}. \quad (23)$$

Передаточная функция (15) отображает отношение амплитуды колебания т.А к амплитуде колебания т. твердые тела при условии связности (5).

Совокупность обобщенных динамических состояний, отображаемых передаточной функцией (23), определяется взаимным расположением частот обнуления θ_1, θ_2 по отношению к частотам резонанса ρ_1, ρ_2 и в общем случае зависит от коэффициентов связности γ_2 и γ_3 .

Совокупность состояний вибрационного поля может быть построена в зависимости от одного параметра γ_3 в предположении, что $\gamma_2 = 1$. Для построения динамических инвариантов использованы частотные кривые $\Gamma^{(0)}$, $\Gamma^{(\infty)}$, отображающие соответствие между коэффициентам связности γ_3 и частотами, на которых реализуется эффект обнуления амплитуды колебания и эффект резонанс, соответственно. Кривые $\Gamma^{(0)}$, $\Gamma^{(\infty)}$ могут быть заданы в неявной форме с помощью функций $\gamma_3^{(0)}(\omega)$, $\gamma_3^{(\infty)}(\omega)$, удовлетворяющих уравнениям:

$$\begin{vmatrix} m_{11}\omega^2 - k_1 & 1 & m_{13}\omega^2 \\ m_{21}\omega^2 & 1 & m_{23}\omega^2 \\ m_{31}\omega^2 & \gamma_3^{(0)}(\omega) & m_{33}\omega^2 - k_3 \end{vmatrix} = 0, \quad (24)$$

$$\begin{vmatrix} 1 & m_{12}\omega^2 & m_{13}\omega^2 \\ 1 & m_{12}\omega^2 - k_2 & m_{23}\omega^2 \\ \gamma_3^{(\infty)}(\omega) & m_{32}\omega^2 & m_{33}\omega^2 - k_3 \end{vmatrix} = 0. \quad (25)$$

В явном виде кривая $\Gamma^{(0)}$ задается с помощью выражения:

$$\gamma_3^{(0)}(\omega) = \frac{\begin{vmatrix} m_{11}\omega^2 - k_1 & m_{13}\omega^2 \\ m_{31}\omega^2 & m_{33}\omega^2 - k_3 \end{vmatrix} - \begin{vmatrix} m_{21}\omega^2 & m_{23}\omega^2 \\ m_{31}\omega^2 & m_{33}\omega^2 - k_3 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} m_{11}\omega^2 - k_1 & m_{13}\omega^2 \\ m_{21}\omega^2 & m_{23}\omega^2 \end{vmatrix}}. \quad (26)$$

В свою очередь, кривая $\Gamma^{(\infty)}$ состоит из двух ветвей:

$$\gamma_3^{(\infty)}(\omega) = \frac{(M_0 l_1^2 + 2J_2 - M_0 l_1 l_3)\omega^2 - 2k_2 l_1^2 - 4k_2 l_1 l_3 - 2k_2 l_3^2}{(M_0 l_1 l_3 - J_2)\omega^2}, \quad (27)$$

$$\omega = l_2 \sqrt{\frac{2k_2}{J_1}} \quad (28)$$

Совокупность аналитических зависимостей (24)-(28) позволяет построить разбиение значений коэффициента связности на семейство множеств, в каждом из которых состояния вибрационного поля могут быть охарактеризованы динамическим инвариантом с фиксированным количеством режимов обнуления, резонансов и форм динамических взаимодействий.

В общем случае задача определения полной совокупности динамических инвариантов связана с построением вычислительных алгоритмов поиска возможных взаимный расположений корней многочленов, образующих числители и знаменатели амплитудно-частотных характеристик передаточных функций межпарциальных связей. Для конкретной механической колебательной системы с учетом симметрии совокупность динамических инвариантов может быть построена на основе частотных кривых.

5. Оценка совокупности состояний вибрационного поля. Вычислительный эксперимент

Рассматривается система (рис.1) с характеристиками:

$$k_1 = 2.0 \cdot 10^5 \text{ Н/м}, \quad k_2 = 1.0 \cdot 10^5 \text{ Н/м}, \quad k_3 = 1.0 \cdot 10^5 \text{ Н/м}, \quad (29)$$

$$l_1 = 0.5 \text{ м}, \quad l_2 = 0.1 \text{ м}, \quad l_3 = 0.3 \text{ м}, \quad (30)$$

$$M = 100 \text{ кг}, \quad J_1 = 50 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \quad J_2 = 80 \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \quad (31)$$

Предполагается, что коэффициент связности $\gamma_2 = 1$, а коэффициент связности γ_3 принимает произвольные значения. Совокупность состояний вибрационного поля в зависимости от коэффициента связности γ_3 определяется параметрическим семейством амплитудно-частотных характеристик:

$$A_{21}(\omega) = \frac{(1.0925 \cdot \omega^4 - 1547.5 \cdot \omega^2)\gamma_3 + 128000 + 1.945 \cdot \omega^4 - 1774 \cdot \omega^2}{(0.8125 \cdot \omega^4 - 32.5 \cdot \omega^2)\gamma_3 + 64000 + 2.125 \cdot \omega^4 - 1685 \cdot \omega^2}. \quad (32)$$

Параметрическое семейство (30) может быть разбито на непересекающиеся классы, обладающие одинаковым количеством существенных особенностей в виде числа режимов обнуления, резонансов и знакоопределенных форм вибрационного поля. Разбиение реализуется с помощью частотных кривых, формы и относительные положения которых определяют граничные точки параметрических классов амплитудно-частотных характеристик с постоянным количеством существенных особенностей. Частотная кривая обнуления имеет вид:

$$\gamma_3^{(0)}(\omega) = \frac{-7780\omega^4 + 7.096 \cdot 10^6\omega^2 - 5.12 \cdot 10^8}{\omega^2(4370 \cdot \omega^2 - 6.19 \cdot 10^6)}. \quad (33)$$

Частотная кривая резонанса состоит из двух ветвей:

$$\gamma_3^{(\infty)}(\omega) \approx \frac{0.015 \cdot (170 \cdot \omega^2 - 128000)}{\omega^2(4370 \cdot \omega^2 - 6.19 \cdot 10^6)}, \quad (34)$$

$$\omega \approx 6.32 \text{ рад./с.} \quad (35)$$

Особенности графика частотной кривой обнуления (рис.3а, кривая 1) определяют граничные значения коэффициента связности в виде предельного значения $\gamma^{(3)} \approx -1.78$ и точки локального минимума $\gamma^{(4)} \approx -0.63$.

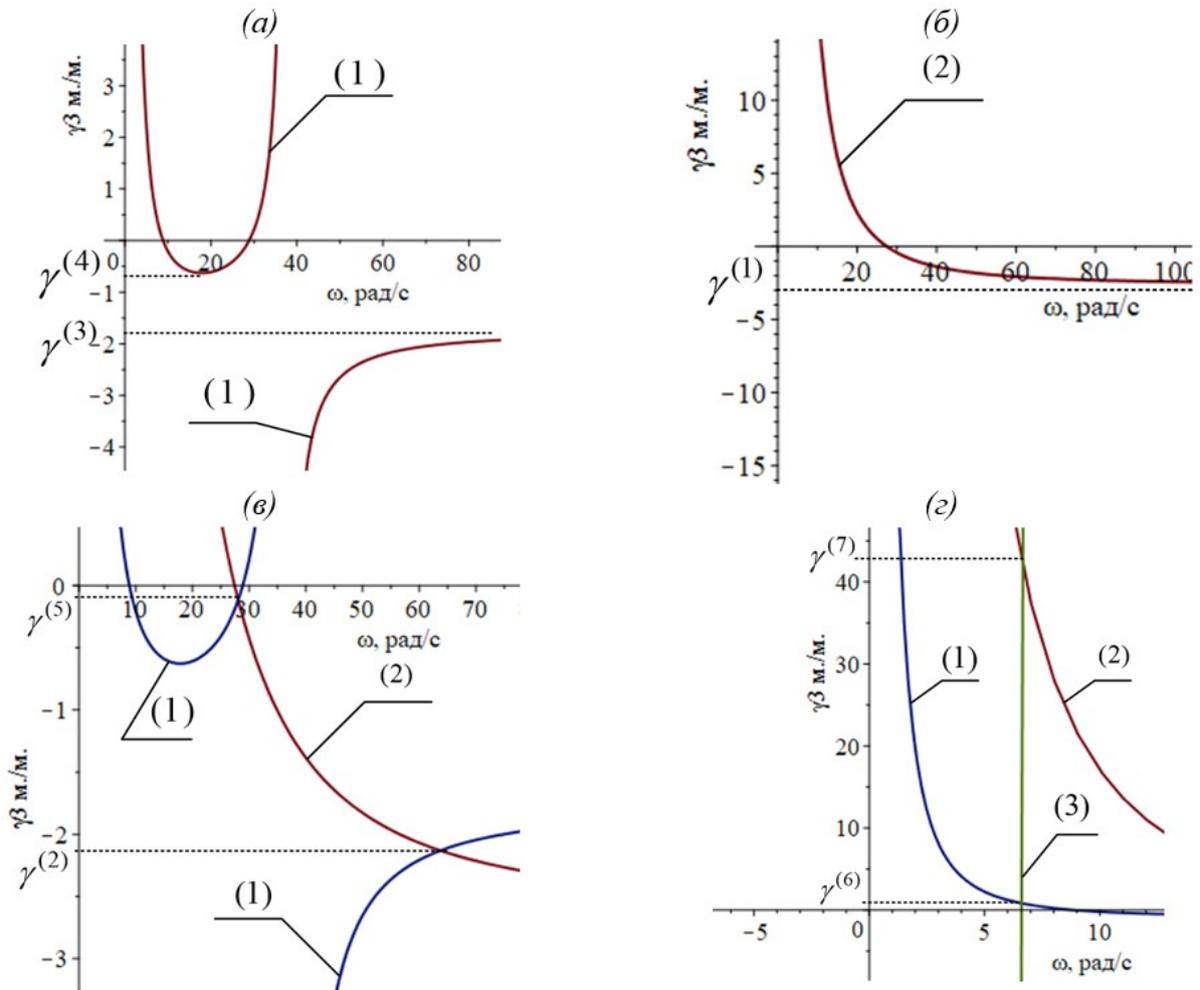


Рис. 3. Частотные кривые. (а) – частотная кривая обнуления 1 определяет граничные коэффициенты $\gamma^{(3)}$ и $\gamma^{(4)}$, (б) – частотная кривая резонанса 2 определяет $\gamma^{(1)}$; (в) – пересечение 1 и 2 определяет $\gamma^{(2)}$ и $\gamma^{(5)}$; (г) – пересечение 1 и 2 с прямой 3, для которой $\omega \approx 6.32$ рад/с, определяет $\gamma^{(6)}$ и $\gamma^{(7)}$

График частотной кривой резонанса (рис. 3б, кривая 2) на основе предельной величины задает граничное значение коэффициента связности $\gamma^{(1)} \approx -2.63$. Пересечение кривых обнуления 1 и резонанса 2 определяет два граничных значения $\gamma^{(2)} \approx -2.13$ и $\gamma^{(5)} \approx -0.12$ (рис.3в). Пересечения ветви 3 частотной кривой обнуления с кривыми 1 и 2 определяет значения $\gamma^{(6)} \approx 1$ и $\gamma^{(7)} \approx 46.62$ (рис.3г).

Совокупность граничных коэффициентов связности $\gamma^{(i)}$, $i = 1 \dots 7$ разбивает множество параметров $(-\infty, +\infty)$ на непересекающиеся подмножества:

$$(-\infty, \gamma^{(1)}), \{\gamma^{(1)}\}, (\gamma^{(1)}, \gamma^{(2)}), \{\gamma^{(2)}\}, \dots, (\gamma^{(i)}, \gamma^{(i+1)}), \{\gamma^{(i+1)}\}, \dots \dots (\gamma^{(6)}, \gamma^{(7)}), \{\gamma^{(7)}\}, (\gamma^{(7)}, +\infty). \tag{36}$$

На множествах (36) амплитудно-частотные характеристики сохраняют свои существенные особенности в виде количества резонансов, режимов обнуления амплитуд колебаний и знакоопределенных форм динамических взаимодействий (рис.4).

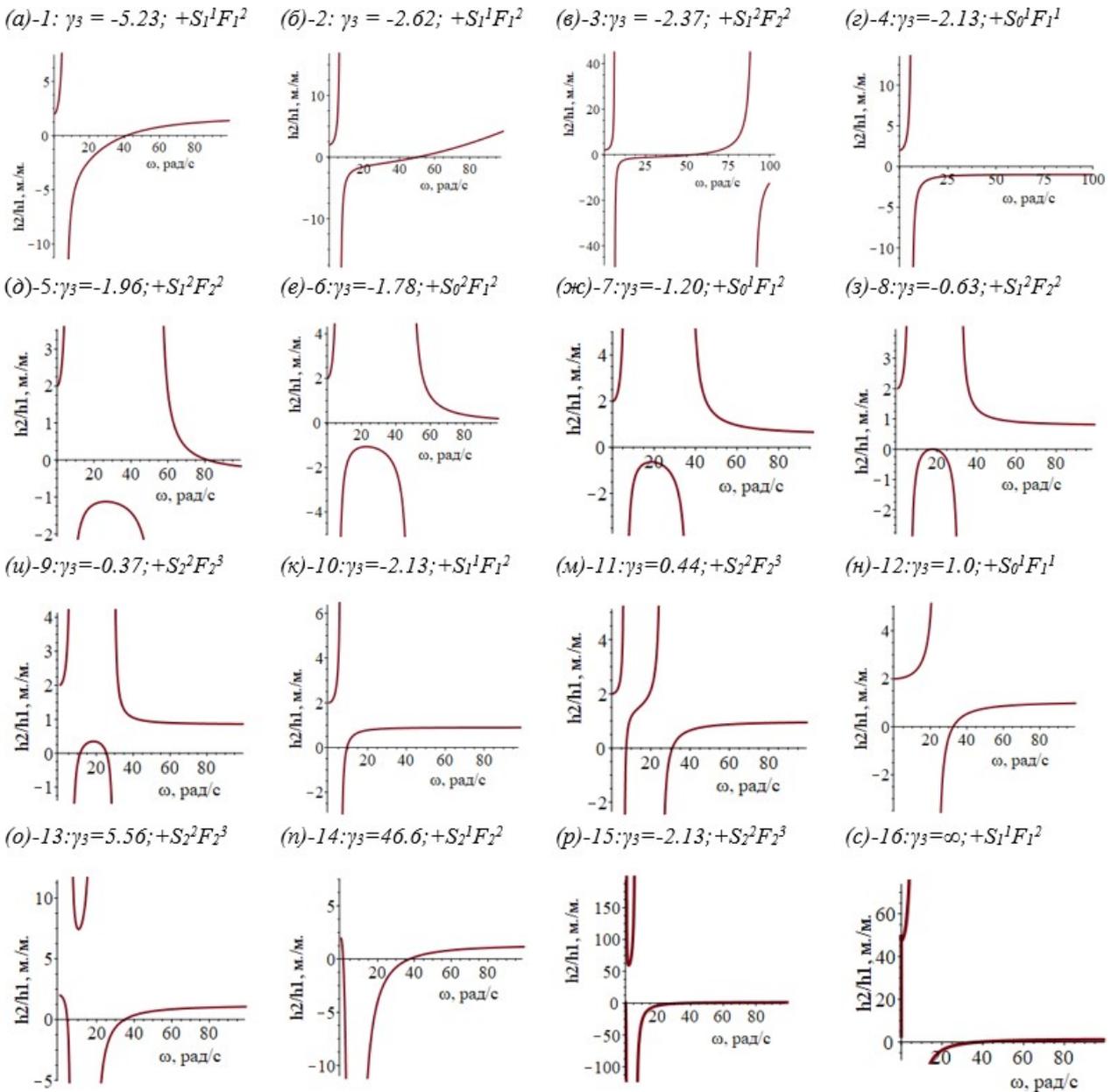


Рис. 4. Амплитудно-частотные характеристики в зависимости от коэффициента связности γ_3

Существенные особенности графиков амплитудно-частотных характеристик (рис.4) могут быть представлены с помощью динамических инвариантов [22] с характеристиками $+S_k^l F_m^n$, где l – количество резонансов, k – количество режимов обнуления колебаний, n – количество положительных и m – отрицательных форм вибрационного поля, «+» – означает, что значение амплитудно-частотной характеристики для нулевой частоты положительно, «-» – отрицательно (таблица 1). Каждому множеству разбиения (36) может быть сопоставлена определенная амплитудно-частотная характеристика, обладающая на данном множестве фиксированным набором существенных динамических особенностей, отображающих представления о динамических инвариантах (Таблица 1)

Таблица 1
Динамические инварианты

	а	б	в	г	д	е	ж	з
I	1	2	3	4	5	6	7	8
II	$(-\infty, \gamma^{(1)})$	$\{\gamma^{(1)}\}$	$(\gamma^{(1)}, \gamma^{(2)})$	$\{\gamma^{(2)}\}$	$(\gamma^{(2)}, \gamma^{(3)})$	$\{\gamma^{(3)}\}$	$(\gamma^{(3)}, \gamma^{(4)})$	$\{\gamma^{(4)}\}$
III	$+S_1^1 F_1^2$	$+S_1^1 F_2^2$	$+S_1^2 F_2^2$	$+S_0^1 F_1^1$	$+S_1^2 F_2^2$	$+S_0^2 F_1^2$	$+S_0^1 F_1^2$	$+S_1^2 F_2^2$
IV	$+J_5$	$+J_5$	$+J_7$	$+J_3$	$+J_7$	$+J_5$	$+J_4$	$+J_7$
V	9	10	11	12	13	14	15	16
VI	$(\gamma^{(4)}, \gamma^{(5)})$	$\{\gamma^{(5)}\}$	$(\gamma^{(5)}, \gamma^{(6)})$	$\{\gamma^{(6)}\}$	$(\gamma^{(6)}, \gamma^{(7)})$	$\{\gamma^{(7)}\}$	$(\gamma^{(7)}, \infty)$	$\{\gamma \rightarrow \infty\}$
VII	$+S_2^2 F_2^3$	$+S_1^1 F_1^2$	$+S_2^2 F_2^3$	$+S_0^1 F_1^1$	$+S_2^2 F_2^3$	$+S_2^1 F_2^2$	$+S_2^2 F_2^3$	$+S_1^1 F_1^2$
VIII	$+J_9$	$+J_5$	$+J_9$	$+J_3$	$+J_9$	$+J_7$	$+J_9$	$+J_5$

Анализ совокупности динамических инвариантов показывает, что для семейства механических колебательных систем варьирование коэффициента связности силовых возмущений приводит к изменениям существенных динамических особенностей, выражающихся в количестве критических состояний и форм вибрационного поля. В частности, для коэффициента γ_3 из интервала $(-\infty, -2.63)$ реализуется один резонанс, один режим обнуления амплитуды колебания, две положительные и одна отрицательная форма вибрационного поля, что может быть представлено динамическим инвариантом $+S_1^1 F_1^2$ с общим числом динамическим особенностей – 5 (рис.4а). Дальнейшее возрастание коэффициента связности приводит к изменению динамических особенностей механических колебательных систем таким образом, что для значительно больших коэффициентов связности совокупность динамических состояний характеризуется динамическим инвариантом $+S_2^2 F_2^3$, отображающим два резонанса, два режима обнуления, три положительных и две отрицательных формы динамических взаимодействий с общим числом особенностей – 9. Можно полагать, что возрастание коэффициента связности γ_3 «добавляет» системе 4 динамических особенности: резонанс, режим обнуления, одну положительную и одну отрицательную форму вибрационного поля (рис.5).

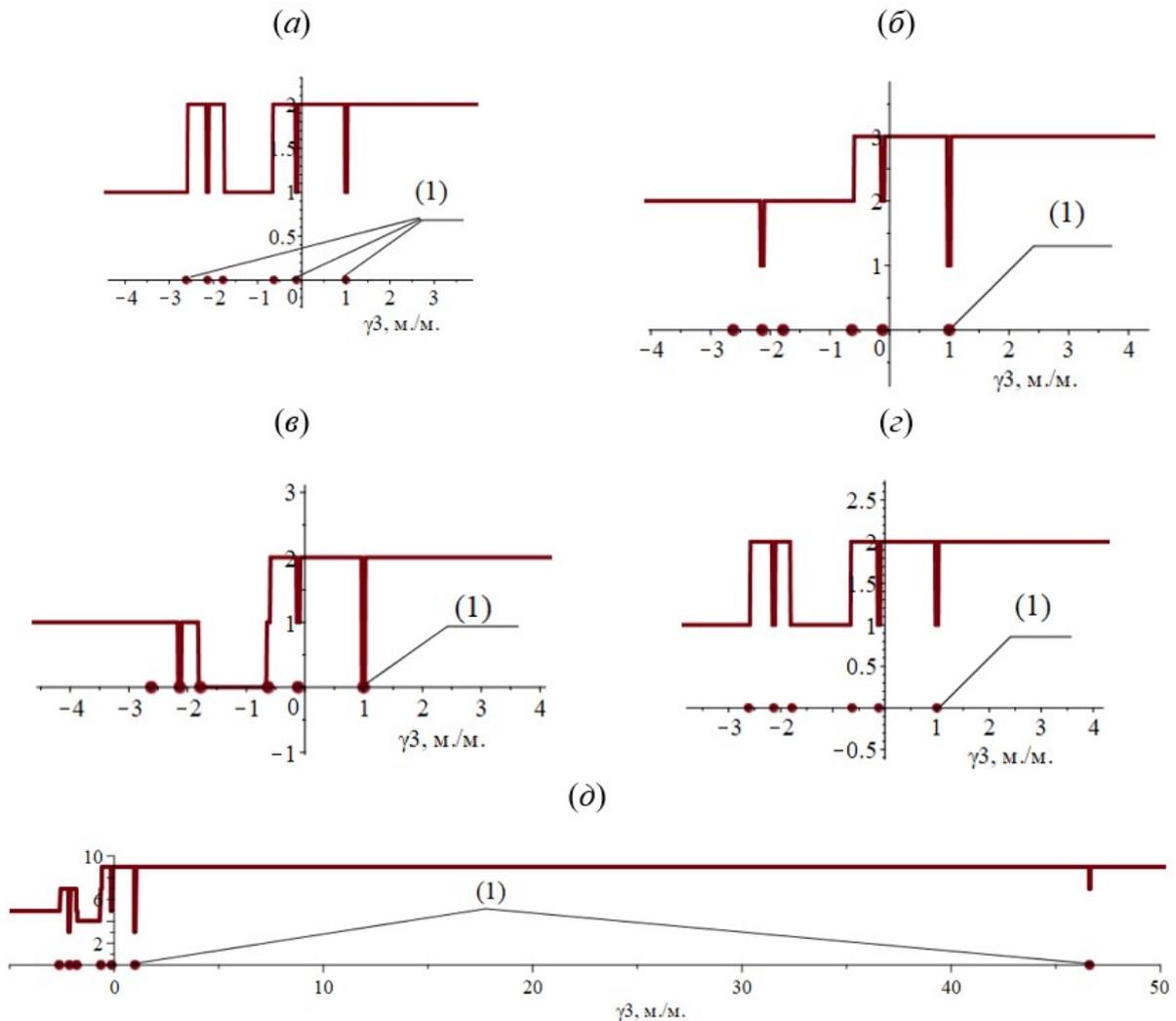


Рис. 5. Распределение характеристик динамических инвариантов в зависимости от коэффициента связности: (а) – количество резонансов, (б) – количество положительных форм, (в) – количество режимов обнуления, (г) – количество отрицательных форм, (д) – интегральная характеристика, (1) – граничные точки

Интегральная характеристика совокупности динамических состояний (рис.5д), рассматриваемая как целочисленная кусочно-постоянная функция с устранимыми и не устранимыми точками разрыва первого рода, отображает общее количество динамических особенностей вибрационного поля в зависимости от изменения характера связности внешних силовых возмущений.

При подготовке графических и аналитических материалов использовался математический пакет символьной арифметики [23].

Заключение

В рамках методологии структурного математического моделирования разработан подход к оценке разнообразия состояний вибрационных полей технических объектов на основе представлений о динамических инвариантах отношений амплитуд колебаний точек рабочего органа.

Для расчетных схем в виде механических колебательных систем с тремя степенями

свободы получены явные аналитические выражения и структура коэффициентов амплитудно-частотных характеристик с учетом зависимости от связности внешних возмущений.

Для частного случая системы со свойствами симметрии на основе амплитудно-частотной характеристики получен явный вид частотных кривых обнуления и резонанса, особенности взаимного расположения которых позволяют построить разбиение семейства амплитудно-частотных характеристик на непересекающиеся классы, передающих обобщенные представления о вибрационном поле в виде количества резонансов, режимов обнуления и знакоположительных форм. Проведен численный эксперимент построения совокупности динамических инвариантов.

Показано, что ключевыми факторами изменения динамических особенностей вибрационного поля является взаимное расположение полюсов и нулей передаточной функции по мере изменения коэффициента связности внешних возмущений. В частности, установлено, что возрастание коэффициента связности приводит к увеличению динамического разнообразия, проявляющееся в добавлении резонанса, режима обнуления и двух знакоопределенных форм взаимодействий. Установлено, что сближение частоты обнуления с резонансной частотой системы приводит к взаимному устранению эффекта обнуления и эффекта резонанса.

Развитие методологии построения распределений динамических инвариантов вибрационного поля в зависимости от коэффициента связности внешних возмущений обладает потенциалом разработки новых методов и средств управления характеристиками вибрационного поля рабочих органов технологических машин.

Список литературы

1. Москвичев В.В., Махутов Н.А., Шокин Ю.И. Прикладные задачи конструкционной прочности и механики разрушения технических систем. Новосибирск: Наука, 2021. 795 с.
2. Ганиев Р.Ф. Нелинейные резонансы и катастрофы. Надежность, безопасность и бесшумность. Москва, Ижевск: Регулярная и хаотическая динамика, 2013. 592 с.
3. Цыгичко В.Н. Оценка рисков нарушения безопасности критически важных объектов и критических инфраструктур. Проблемы анализа риска. 2016;13(5):6-10.
4. Махутов Н.А., Гаденин М.М., Резников Д.О. Критерии и определяющие уравнения для оценки прочности, ресурса, живучести и безопасности несущих элементов подвижного состава железнодорожного транспорта // В сборнике: Научные основы и технологии повышения ресурса и живучести подвижного состава железнодорожного транспорта. Сборник трудов международной научной конференции. – 2021. – С. 94 – 107.
5. Пановко Г.Я. Динамика вибрационных технологических процессов: моногр. М., Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», Ин-т компьютерных исследований, 2006. 176 с.
6. Копылов Ю.Р. Динамика процессов виброударного упрочнения. Воронеж: Научная книга, 2011. 568 с.
7. Блехман И.И. Вибрационная механика. М.: Наука, 1994. 394 с.
8. Елисеев А.В., Сельвинский В.В., Елисеев С.В. Динамика вибрационных взаимодействий элементов технологических систем с учетом неударяющих связей. Новосибирск: Наука, 2015. 332с.
9. Harris C. M., Crede C.E. Shock and Vibration Handbook. New York: McGraw — Hill Book Co, 2002. 1457 p.

10. Clarence W. de Silva. *Vibration. Fundamentals and Practice*. Boca Raton: CRC Press, 2006. 1064 p.
11. Вибрации в технике: справочник в 6-ти томах / Ред. совет: В.Н. Челомей (пред.). – М.: Машиностроение. 1981. Т.4. Вибрационные процессы и машины / Под ред. Э.Э Лавенделла. 1981. – 504 с.
12. Тарасик В.П. Математическое моделирование технических систем. Минск: ДизайнПРО, 2004. 640 с.
13. Самарский А. А., Михайлов А. П. Математическое моделирование: Идеи. Методы. Примеры. М.: Физматлит, 2001. 320 с.
14. Коловский М.З. Автоматическое управление виброзащитными системами. М.: Наука, 1976. 320 с.
15. Елисеев С.В., Резник Ю.Н., Хоменко А.П., Засядко А.А. Динамический синтез в обобщенных задачах виброзащиты и виброизоляции технических объектов. Иркутск: Изд.-во ИГУ, 2008. 523 с.
16. Елисеев А.В. некоторые возможности управления одномерным вибрационным полем технологической машины / Елисеев А.В., Выонг К.Ч. // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2016. № 1 (49). С. 33-41.
17. Елисеев А.В. некоторые подходы к обоснованию схемы инерционного возбуждения в технологических вибрационных машинах / Елисеев А.В., Мамаев Л.А., Ситов И.С. // Системы. Методы. Технологии. 2015. № 4 (28). С. 15-24. 17.
18. Выонг К.Ч. Механизмы в структуре механической колебательной системы: возможности формирования динамических состояний / Выонг К.Ч., Ковригина И.В., Елисеев С.В. // Системы. Методы. Технологии. 2018. № 3 (39). С. 13-18.
19. Елисеев А.В., Кузнецов Н.К., Николаев А.В. Концепция динамических инвариантов в оценке структурных особенностей механических колебательных систем // Транспортное, горное и строительное машиностроение: наука и производство. – 2022. – № 15. – С. 18–30.
20. Лурье, А.И. Операционное исчисление и применение в технических приложениях. М.: Наука, 1959. 368 с.
21. Елисеев А.В., Кузнецов Н.К. Технология структурного математического моделирования технических объектов в условиях вибрационного нагружения: формы взаимодействий и динамические инварианты // iPolytech Journal. – 2022. – Т. 26. – № 3. – С. 368–385.
22. Елисеев А.В., Ситов И.С., Кузнецов Н.К. системный подход к оценке полной совокупности динамических состояний технических объектов в условиях связанных вибрационных нагружений // Системы. Методы. Технологии. – 2023. – № 1 (57). – С. 7–20.
23. Maple. URL: <https://www.maplesoft.com> (дата обращения: 14.02.2023).

References

1. Moskvichev V.V., Makhutov N.A., Shokin Yu.I. Applied problems of structural strength and mechanics of destruction of technical systems. Novosibirsk: Nauka, 2021. 795 p.
2. Ganiev R.F. Nonlinear resonances and catastrophes. Reliability, safety and noiselessness. Moscow, Izhevsk: Regular and Chaotic dynamics, 2013. 592 p.
3. Tsygichko V.N. Assessment of security risks of critical facilities and critical infrastructures. Problems of risk analysis. 2016;13(5):6-10.
4. Makhutov N.A., Gadenin M.M., Reznikov D.O. Criteria and defining equations for assessing the strength, resource, survivability and safety of bearing elements of railway rolling

stock // In the collection: Scientific foundations and technologies for improving the resource and survivability of railway rolling stock. Proceedings of the International Scientific conference. – 2021. – pp. 94 – 107.

5. Panovko G.Ya. Dynamics of vibrational technological processes: monogr. M., Izhevsk: SIC "Regular and chaotic dynamics", Institute of Computer Research, 2006. 176 p.

6. Kopylov Yu.R. Dynamics of vibration shock hardening processes. Voronezh: Scientific Book, 2011. 568 p.

7. Blekhman I.I. Vibrational mechanics. M.: Nauka, 1994. 394 p

8. Eliseev A.V., Selvinsky V.V., Eliseev S.V. Dynamics of vibrational interactions of elements of technological systems taking into account unstoppable connections. Novosibirsk: Nauka, 2015. 332c.

9. Harris S. M., Srde C.E. Shock and Vibration Handbook. New York: McGraw — Hill Book Co, 2002. 1457 p.

10. Clarence W. de Silva. Vibration. Fundamentals and Practice. Boca Raton: CRC Press, 2006. 1064 p.

11. Vibrations in technology: a handbook in 6 volumes / Ed. council: V.N. Chelomey (pred.). – M.: Mechanical Engineering. 1981. Vol.4. Vibration processes and machines / Edited by E.E. Lavendell. 1981. – 504 p.

12. Tarasik V.P. Mathematical modeling of technical systems. Minsk: DesignPro, 2004. 640 p.

13. Samarskiy A. A., Mikhailov A. P. Mathematical modeling: Ideas. Methods. Examples. M.: Fizmatlit, 2001. 320 p.

14. Kolovsky M.Z. Automatic control of vibration protection systems. M.: Nauka, 1976. 320 p.

15. Eliseev S.V., Reznik Yu.N., Khomenko A.P., Zasyadko A.A. Dynamic synthesis in generalized problems of vibration protection and vibration isolation of technical objects. Irkutsk: Publishing House of the ISU, 2008. 523 p.

16. Eliseev A.V. some possibilities of controlling a one-dimensional vibration field of a technological machine / Eliseev A.V., Vyong K.Ch. // Modern technologies. System analysis. Modeling. 2016. No. 1 (49). pp. 33-41.

17. Eliseev A.V. some approaches to substantiating the scheme of inertial excitation in technological vibration machines / Eliseev A.V., Mamaev L.A., Sitov I.S. // Systems. Methods. Technologies. 2015. No. 4 (28). pp. 15-24. 17.

18. Vyong K.Ch. Mechanisms in the structure of a mechanical oscillatory system: possibilities for the formation of dynamic states / Vyong K.Ch., Kovrigina I.V., Eliseev S.V. // Systems. Methods. Technologies. 2018. No. 3 (39). pp. 13-18.

19. Eliseev A.V., Kuznetsov N.K., Nikolaev A.V. The concept of dynamic invariants in the assessment of structural features of mechanical oscillatory systems // Transport, mining and construction engineering: science and production. – 2022. – No. 15. – pp. 18-30.

20. Lurie, A.I. Operational calculus and application in technical applications. M.: Nauka, 1959. 368 p.

21. Eliseev A.V., Kuznetsov N.K. Technology of structural mathematical modeling of technical objects under conditions of vibration loading: forms of interactions and dynamic invariants // iPolytech Journal. – 2022. – Vol. 26. – No. 3. – pp. 368-385.

22. Eliseev A.V., Sitov I.S., Kuznetsov N.K. a systematic approach to the assessment of the full set of dynamic states of technical objects under conditions of coherent vibration loads // Systems. Methods. Technologies. – 2023. – № 1 (57). – Pp. 7-20.

23. Maple. URL: <https://www.maplesoft.com> (accessed: 02/14/2023).

УДК: 699.842

OECD: 02.00.00/02.01.00

Прогнозирование вибрации рельсового транспорта в помещениях жилых и общественных зданий

Цукерников И.Е.^{1*}, Шубин И.Л.², Невенчанная Т.О.³, Тихомиров Л.А.⁴¹ Д.т.н., профессор, главный научный сотрудник² Д.т.н., член-корреспондент, директор³ Д.т.н., профессор, ведущий научный сотрудник⁴ Научный сотрудник^{1,2,3,4} НИИСФ РААСН, г. Москва, РФ

Аннотация

Рельсовый транспорт является источником повышенной вибрации, которая распространяется по грунту, передается на конструкции жилых и общественных зданий, расположенных в окрестности транспортной линии, и сказывается как на техническом состоянии зданий, так и на условиях пребывания в них людей. В настоящей работе рассматриваются особенности методов прогнозирования по сводам правил СП 23-105-2004, СП 465.1325800.2019 для линий метро и СП 441.1325800.2019 для железнодорожных линий. Отмечается, что методы по СП 441.1325800.2019 применимы в основном для действующих железнодорожных линий. Рассматривается инновационный подход к прогнозированию вибрации для проектируемых железнодорожных линий, основанный на введении понятия вибрационной характеристики поезда и разработке метода ее экспериментального определения. Подход может быть применен также для открыто проходящих участков метро.

Ключевые слова: метрополитен, железная дорога, вибрация, вибрационная характеристика поезда, здание, прогнозирование, оценка.

Prediction of rail transport vibration in the premises of residential and public buildings

Tsukernikov I.E.^{1*}, Shubin I.L.², Nevenchannaya T.O.³, Tikhomirov L.A.⁴¹ D.Sc., professor, chief scientist officer² D.Sc., correspondent member, director³ D.Sc., professor, leading researcher⁴ Researcher^{1,2,3,4} NIISF RAACS, Moscow, Russia

Abstract

Rail transport is a source of increased vibration, which spreads along the ground, is transmitted to the structures of residential and public buildings located in the vicinity of the transport line and affects both the technical condition of buildings and the conditions for people stay in them. The paper discusses the features of forecasting methods established by the codes of rules SP 23-104-2004, SP 465.1325800.2019 for metro lines and SP 441.1325800.2019 for railway lines. It is noted that the methods according to SP 441.1325800.2019 are applicable mainly to existing railway lines. An innovative approach to vibration prediction for projected railway lines is considered, based on the introduction of the concept of the vibration characteristic of a train,

*E-mail: 3342488@mail.ru (Цукерников И.Е.)

and the development of a method for its experimental determination. The approach can also be applied to openly passing subway sections.

Keywords: subway, railway, vibration, train vibration characteristic, building, prediction, estimation.

Введение

Рельсовый транспорт (железнодорожные линии, линии метрополитена мелкого заложения или проходящие на отдельных участках открыто) является источником повышенной вибрации, которая распространяется по грунту и передается на фундаменты жилых и общественных зданий, расположенных в окрестности линии. Колебательное движение распространяется по несущим конструкциям здания и вызывает колебания стен и перекрытий, которые сказываются на состоянии зданий и на условиях нахождения в них людей [1-5].

Действующие на территории РФ санитарные правила ограничивают величины вибрации и уровней шума в помещениях жилых и общественных зданий. Это требует выполнения прогнозирования уровней вибрации и порождаемого вибрацией структурного шума в помещениях зданий с целью оценки прогнозируемых величин на соответствие нормативным значениям и, при необходимости, разработки мероприятий по снижению вибрации.

Вибрация, создаваемая в помещениях жилых и общественных зданий от движения рельсового транспорта, носит непостоянный прерывистый характер с существенным выделением сигнала в частотном диапазоне 1-250 Гц [1, 6]. Период повторения определяется графиком движения поездов. На практике рассматривают более узкий диапазон октавных полос со среднегеометрическими частотами ($f_{ср}$) 4-63 Гц [7].

Первые систематизированные исследования по разработке методики прогнозирования вибрации от линий метро были выполнены в 90-х годах прошлого – начале настоящего столетий сотрудниками акустической лаборатории ООО «Тоннельная ассоциация России». Был проведен анализ литературных источников, обобщен опыт эксплуатации линий метрополитена, выполнены натурные экспериментальные исследования. Результаты исследований обсуждены на отечественных и международных конференциях и опубликованы в отечественной и международной литературе [8-15]. В 1998 г. по ним подготовлено руководство [16], которое было апробировано на линиях Московского метрополитена, и в результате был разработан и в 2004 г. введен в действие свод правил СП 23-105-2004 [17], содержащий методику оценки вибрации при проектировании, строительстве и эксплуатации объектов метрополитена.

Следующий этап исследований был выполнен в период с 2015 г. по 2019 г. лабораторией защиты зданий от вибрации и структурного звука института строительной физики (НИИСФ РААСН). Работы включали теоретические и экспериментальные исследования по распространению колебаний в грунте и конструкции зданий, а также оценку эффективности виброизолирующих и вибродемпфирующих устройств [18-23]. По результатам исследований были разработаны два свода правил: СП 441.1325800.2019 [24] по защите от вибраций железнодорожного транспорта и СП 465.1325800.2019 [25] по защите от вибраций метрополитена.

В соответствии с действовавшими во время разработки сводов правил санитарными нормами СН 2.2.4/2.1.8.566-96 [26] в качестве оцениваемых параметров

во всех сводах правил использовали виброскорость или ее уровень (по отношению к опорному значению 5×10^{-8} м/с). Основания для выбора виброскорости в качестве оцениваемого параметра указаны в СП 441.1325800.2019 [24] и немецком стандарте [27].

В связи с введением в 2021 году правилами и нормами СанПиН 1.2.3685-21 [28] и отменой норм [26] в качестве единственного нормируемого параметра вибрации в настоящее время следует использовать эквивалентное скорректированное виброускорение a_w , м/с². В результате принятый в СП 441.1325800.2019 и СП 465.1325800.2019 для рабочих мест подход перехода от оценочного значения виброскорости к оценочному значению виброускорения должен быть распространен также и на остальные объекты прогнозирования.

1. Прогнозирование вибрации от поездов метрополитена

В соответствии с СП 23-105-2004 [17] прогнозирование вибрации от поездов метро в прилегающих к линиям зданиях и подбор виброзащитных мероприятий предлагают проводить в следующей последовательности [17]:

а) оценивают величины вибрации обделок тоннелей и лотковой части пути метрополитена в соответствии с положениями подразделов 3.2, 3.3;

б) задают или определяют в соответствии с разделом 4 исходное для расчета геологическое строение верхней части грунта (число и толщины слагающих слоев) общей толщиной $H \geq h + 10$ м, где h – расстояние от поверхности грунта до лотка, м;

в) определяют массовые, динамические упругие и диссипативные параметры слагающих грунтов: плотность, скорости продольных и поперечных волн, коэффициент затухания в каждом слое;

г) рассчитывают ожидаемые значения виброскорости поверхности грунта у здания, расположенного вблизи линии метрополитена в соответствии с подразделом 3.4;

д) проверяют условия соответствия нормативным значениям и в случае их невыполнения подбирают виброзащитные мероприятия в соответствии с п. 3.1.5.

В указанных структурных элементах СП [17] приведены соответствующие формулы и порядок выполнения расчетов.

Расчеты проводят в трех нормируемых октавных полосах с $f_{сг} = 16, 31,5$ и 63 Гц. Динамические характеристики, необходимые для расчета величин вибрации (перечисление *в*), определяют в процессе геологических изысканий или в соответствии с разделом 4 СП [17] на основе прямых акустических измерений. Приближенные значения параметров различных типов грунтов даны в приложении А СП [17].

В качестве исходных данных в [17] приняты вертикальная и горизонтальная виброскорости лотковой части в октавных полосах частот, сигнал в которых на поверхности грунта превалирует над уровнем фоновой вибрации. Эти величины определяют сначала посредством натуральных измерений для тоннеля выбранной конструкции верхнего строения пути с известными размерными и упругими параметрами, а также известными динамическими параметрами прилегающего грунта. В СП 23-105-2004 такие значения приведены в табл. 3.2 п. 3.2.3 для цилиндрического тоннеля с типовой обделкой. По ним рассчитывают требуемые исходные данные для оцениваемого тоннеля. Выражения и правила для выполнения расчета виброскорости лотковой части, как и остальных величин в соответствии с описанной выше последовательностью прогнозного расчета приведены в соответствующих структурных элементах свода правил.

На стадии разработки проектной документации подземных сооружений метро допускается оценивать виброскорость лотковой части посредством натуральных измерений.

Измерения следует выполнять на действующих сооружениях, имеющих аналогичную конструкцию помещения и верхнего строения пути, которые находятся в аналогичных проектируемому объекту, инженерно-геологических условиях. При этом различия свойств грунта и скоростей движения поездов должно составлять не более 10-15% [17].

Сравниваемое с нормами оценочное значение виброскорости вычисляют по формуле [17]:

$$v_{eq}^{корр} = \sqrt{\frac{1}{T_r} \sum_j^N T_{ej} (v_{eq,j}^{корр})^2}, \quad (1)$$

где T_r – время оценки воздействия (16 часов днем, 8 часов ночью), с; T_{ej} – частичное время воздействия вибрации, соответствующее реализации j -го режима движения поездов, с; N – число режимов обращения поездов за время оценки; $v_{eq,j}^{корр}$ – эквивалентное скорректированное значение виброскорости, характеризующее интенсивность вибрации за время T_{ej} , м/с (в СП суммирование проводится по максимальным значениям $v_{max,j}^{корр}$ виброскорости, однако должны использоваться определенные в СП эквивалентные значения $v_{eq,j}^{корр}$).

Значения величин T_{ej} определяют согласно графику движения поездов рассматриваемой линии метро. В приложении И СП 23-105-2004 приведены сведения по графику движения поездов линий Московского метрополитена.

Аналогичная формула применима для расчета оценочных значений эквивалентного скорректированного виброускорения и оценочных значений эквивалентных скоростей и ускорений в полосах частот.

В разработанном НИИСФ РААСН и введенном в 2020 году СП 465.1325800.2019 [25] прогнозирование вибрации проводится не для грунта, а для помещений рассматриваемых зданий с оценкой передачи колебаний на фундамент здания, распространения колебаний по несущим конструкциям, а также с учетом резонансных свойств ограждающих поверхностей (стен, перекрытий) помещений здания. Это позволяет выполнять наряду с оценкой вибрационного воздействия также прогнозный расчет и оценку создаваемого вибрациями структурного шума в помещениях.

Расширено назначение свода правил [25] за счет введения требований по прогнозированию, оценке и разработке виброзащитных мероприятий по снижению воздействия на несущую способность зданий и сооружений, включая тоннельную обделку, элементы конструкций станционных комплексов и транспортно-пересадочных узлов, а также на высокоточное технологическое оборудование, установленное в помещениях зданий. Диапазон рассматриваемых частотных полос расширен до семи с включением двух низкочастотных полос с $f_{cr} = 4$ Гц и 8 Гц (в этих полосах сигнал от прохождения поездов метрополитена выделяется над фоновым сигналом в зданиях), и двух полос с $f_{cr} = 125$ Гц и 250 Гц (для прогнозирования и оценки структурного шума). Прогнозный расчет предлагается проводить в 1/3 октавных полосах частот (в виду наличия данных по эффективности средств виброзащиты, как правило, в терциальных полосах частот). 1/3-октавные значения преобразуют в значения в октавных полосах посредством энергетического суммирования величин вибрации для терциальных полос, входящих в соответствующую октавную полосу. Для оценки воздействия вибрации на несущую способность зданий и сооружений и технологическое оборудование определяют среднеквадратичные и пиковые значения виброскорости в третьоктавных полосах с $f_{cr} = 1-100$ Гц.

В результате приведенную выше последовательность работ по прогнозированию вибрации дополняют работами по расчету вибрации в точках фундамента, несущих

конструкций и ограждающих поверхностях помещений рассматриваемого здания и по расчету уровней структурного шума в помещениях. В случае несоответствия полученных оценочных значений нормативным требованиям, проводят подбор и проектирование виброзащитных мероприятий в соответствии с разделом 7 (виброизоляция верхнего строения пути) или 8 (виброизоляция здания) и, наконец, оценивают эффективность запроектированных виброзащитных мероприятий, посредством выполнения повторного расчета и, при необходимости, корректируют выбранные средства виброзащиты.

Виброскорости v , м/с, несущих и (или) ограждающих конструкций зданий и сооружений рассчитывают посредством выражения [25]:

$$v = v_{u(p)} \cdot k_{trains} \cdot k_{speed} \cdot k_{rail} \cdot k_{edge} \cdot k_{fund} \cdot k_{rez} \cdot k_h, \quad (2)$$

где $v_{u(p)}$ – измеренные (рассчитанные) октавные значения составляющих виброскорости колебаний поверхности грунта на абрисе фундамента здания или сооружения, м/с; k_{trains} – поправочный коэффициент, учитывающий возможность одновременного движения по параллельным путям на рассматриваемом участке, определяют по 5.2.2.3 СП 441.1325800.2019; k_{speed} – поправочный коэффициент, учитывающий скорость движения подвижного состава, определяют по таблице 5.2 СП 441.1325800.2019; k_{rail} – поправочный коэффициент, учитывающий износ пути, колёсных пар, наличие стрелочных переводов, переездов и прочих особых элементов пути, приводящих к существенному изменению динамической нагрузки на верхнее строение пути, определяют по таблице 5.1 СП 441.1325800.2019; k_{edge} – частотно-зависимая функция, учитывающая наличие систем виброизоляции (в конструкции верхнего строения пути или здания), в случае её отсутствия принимается равной единице в заданном частотном диапазоне; k_{fund} – частотно-зависимая функция, характеризующая передачу вибрации с грунта на фундамент здания, определяют по 5.5; k_{rez} – частотно-зависимая функция, соответствующая резонансному увеличению колебаний ограждающими поверхностями помещений, определяют по 5.7; k_h – частотно-зависимая функция, учитывающая изменение колебаний по высоте здания, определяют по 5.6.

В указанных структурных элементах свода правил приведены рекомендации для вычисления входящих в выражение (2) величин.

Рассматривают два этапа проведения прогнозного расчета. Этап I, на котором следует пользоваться описанными выше подходами СП 23-105-2004 в соответствии с рекомендациями и оценочными выражениями, приведенными в подразделах 5.2-5.7 СП 465.1325800.2019 [25]. Этап II, на котором следует разрабатывать детальные расчетные математические модели, например, на базе метода конечных элементов, метода граничных элементов или других апробированных методов строительной механики. В [25] указано, что этап II применяют в случае наличия незначительных (до 1 дБ) в низкочастотной области (ниже октавной полосы с $f_{cr} = 31,5$ Гц) или существенных (свыше 20 дБ) в октавной полосе с $f_{cr} = 16$ Гц превышений вибрации, полученных при расчетах по 5.2-5.7. Такой же подход рекомендован для детальной разработки проектной документации и детального проектирования систем виброизоляции верхнего строения пути или здания. Допускается совмещение указанных методов в рамках единой расчетной модели.

В п. 4.1.6 СП 465.1325800.2019 указано, что с нормативными значениями следует сравнивать оценочные значения нормируемых параметров вибрации и структурного шума. Вместе с тем, выражения, аналогичные (1), для оценочных значений в СП 465.1325800.2019 отсутствуют.

По полученным с помощью выражения типа (1) оценочным виброскоростям v_{eq} , м/с, в октавных полосах частот следует определить соответствующие оценочные

эквивалентные значения виброускорения a_{eq} из выражения:

$$a_{eq} = 2\pi f_{cr} v_{eq}, \quad (3)$$

где f_{cr} – среднегеометрическая частота октавной полосы, Гц.

Сравниваемое с нормами оценочное эквивалентное корректированное виброускорение $a_{w,eq}$ определяют из выражения:

$$a_{w,eq} = \sqrt{\sum_{i=1}^5 (w_i a_{eq,i})^2}, \quad (4)$$

где w_i – значение функции частотной коррекции для среднегеометрической частоты i -й октавной полосы, определяемое по ГОСТ 31191.1 [29] и ГОСТ ИСО 8041-2006 [30].

2. Прогнозирование вибрации от железнодорожных линий

Прогнозирование вибрации от железнодорожных линий проводят в соответствии с правилами, установленными СП 441.1325800.2019 [24]. Расчеты выполняют в октавных полосах частот с $f_{cr} = 4 - 250$ Гц. Последовательность работ по прогнозированию соответствует принятой в СП 465.1325800.2019. Однако в качестве исходных данных используют либо результаты измерения виброскорости $v(r)$ на поверхности грунта на абрисе фундамента проектируемого или строящегося здания, либо вблизи железнодорожной линии $v(r_0)$ на расстоянии r_0 (не менее 8 м) от оси ближнего к зданию железнодорожного пути. Во втором случае значение виброскорости $v(r)$ на поверхности грунта на абрисе фундамента здания определяют расчетом с помощью выражения:

$$v(r) = v(r_0) \cdot C \cdot D, \quad (5)$$

где C – коэффициент геометрического ослабления вибрации при распространении в грунте; D – коэффициент демпфирования материала грунта. Параметры C и D , входящие в выражение (5), оценивают по следующим зависимостям (ГОСТ Р ИСО 10137-2016 [31], приложение В):

$$C = \left(\frac{r_0}{r}\right)^n, \quad (6)$$

$$D = e^{-2\rho\pi f_{cr}(r-r_0)}, \quad (7)$$

где n – коэффициент, выбираемый в зависимости от типа механизма распространения волн (в СП принято $n = 0,25$); $\rho = \eta/c$ – параметр, определяемый по таблице 5.5 СП или вычисляемый исходя из результатов динамических испытаний грунта по [31], с/м; $\eta = \delta/\pi$ – коэффициент потерь грунта; δ – логарифмический декремент колебаний; c – скорость продольной волны в грунте, м/с.

Необходимо отметить, что для проектируемых линий такой подход требует выполнения измерений на линии-прототипе с таким же графиком движения поездов и аналогичными в пределах указанной выше погрешности динамическими характеристиками грунта. Зачастую подобрать такую линию-прототип не представляется возможным. В работе [32] предложен альтернативный подход. Введено понятие вибрационной характеристики поезда как собственной характеристики источника вибрации в виде значения виброскорости $v(r_0)$ на опорном расстоянии r_0 от оси ближнего пути, принимаемой в качестве места действия эквивалентного линейного источника вибрации

от проходящего поезда. Определены также критерии выбора значения r_0 из условия независимости $v(r_0)$ от демпфирующих свойств грунта на расстоянии r_0 и показано, что в пределах принятой в своде правил 15% погрешности максимальное значение r_0 должно быть выбрано равным 1 м для выполнения данного условия во всем рассматриваемом диапазоне частот.

Так как выполнение непосредственных измерений $v(r_0 = 1 \text{ м})$ является сложной задачей, в работе [33] предложен метод определения этого параметра из натуральных измерений скорости вибрации на произвольном расстоянии от транспортной линии и дан пример его практической реализации для определения вибрационных характеристик пригородных поездов. Приведены регрессионные зависимости между вибрационными характеристиками в виде скорректированных максимальных $v_{w,max}$ и эквивалентных $v_{w,eq}$ значений виброскорости в направлении оси X , перпендикулярной железнодорожной линии, и скоростью движения поезда V_{tr} ,

$$v_{w,max} = 19,8V_{tr} + 921, \quad v_{w,eq} = 12,3V_{tr} + 674,3 \quad (8)$$

Зависимости (8) получены по результатам статистической обработки измерений виброскорости в направлении оси X , вблизи 87 пригородных поездов, движущихся с различными скоростями в диапазоне 30-60 км/ч. В [33] отмечено, что значения коэффициента корреляции для полученных уравнений равны 0,99 и 0,97 соответственно. Это свидетельствует о достаточно хорошей линейной зависимости между рассматриваемыми величинами.

По определенным значениям вибрационных характеристик измеренных пригородных поездов могут быть рассчитаны спектральные коэффициенты связи между скорректированными значениями вибрационных характеристик и их значениями в октавных полосах частот, позволяющие получить регрессионные зависимости типа (8) в октавных полосах частот нормируемого частотного диапазона.

Заключение

Правила, изложенные в СП 23-105-2004, СП 465.1325800.2019 и СП 441.1325800.2019, позволяют выполнять прогнозирование вибрации и структурного шума в помещениях жилых и общественных зданий, расположенных в окрестности транспортных линий, сопоставлять полученные в результате прогноза значения с нормативными величинами и разрабатывать обоснованные виброзащитные мероприятия.

Для проектируемых железнодорожных линий и открыто проходящих участков метрополитена целесообразно в своды правил ввести понятие вибрационной характеристики поезда и дополнить их соответствующими регрессионными зависимостями между значениями вибрационных характеристик и скоростями движения поездов.

Список литературы

1. Handbook of noise and vibration control / Edited by Malcolm J. Crocker // John Wiley & Sons Inc., Hoboken, New Jersey, USA. — 2007, Chapter 12.
2. Руднева Е.А. Анализ результатов измерений уровней вибрации в жилых домах при движении поездов метрополитена, выполненных специалистами ФБУЗ «Центр гигиены и эпидемиологии в городе Москве» в период с 2014-2017 гг. // Материалы междунаучно-практич. конф. «Проблемы экологической безопасности, энергосбережение в строительстве и ЖКХ», Москва-Кавала. — 2017. — С. 22-26.

3. Okumura Y. Statistical Analysis of Field Data of Railway Noise and Vibration Collected in an Urban Area / Okumura Y. and Kuno K // *Appl. Acoust.* – 1991. Vol. 33. – P. 263-280.
4. Fields J M Railway Noise and Vibration Annoyance in Residential Areas // *Sound Vib.* – 1979. Vol. 66, № 3. - P. 445-485.
5. Duarte M. L. M. Perception Threshold of People Exposed to Sinusoidal Vibration / Duarte M. L. M. and Filho M. R. // *Proceedings of the Tenth International Congress on Sound and Vibration, Stockholm, Sweden.* – 2003. – P. 3791-3798.
6. ISO 14837-1:2005 Mechanical vibration - Ground-borne noise and vibration arising from rail systems Part 1 General guidance. – 2005.
7. Tsukernikov I. Features of normalization and evaluation of vibration from rail transport in premises of residential and public buildings / Tsukernikov I., Shubin I., Nevenchannaya T. // *Akustika.* – 2019. Vol. 32, March. – P. 288-292.
8. Костарев С.А. Модовая структура акустического поля, возбуждаемого колебаниями цилиндрической оболочки в сплошной среде / Костарев С.А., Махортых С.А. // *Техническая акустика.* – 1996, № 12. – С. 1-15.
9. Tsukernikov I.E. Modern ideas of normalizing, measurement and estimation of vibration in buildings generated by underground trains / Tsukernikov I.E., Rybak S.A., Kostarev S.A. // 12-th Int. Fase Symp. "Transport noise and vibration", St.-Petersburg, Russia, 1996.
10. Tsukernikov I. E. A new approach to underground train noise estimation in dwelling buildings / Tsukernikov I. E., Rybak S. A., Kostarev S. A. // Int. EAA/EEAA Symp. "Transport noise and vibration", Tallinn, Estonia, 1998.
11. Цукерников И.Е. Современные представления по нормированию, измерению и оценке вибрации в жилье от движения поездов метрополитена / Цукерников И.Е., Рыбак С.А., Костарев С.А. // III Всерос. науч.-практич. конференция с международным участием «Новое в экологии и безопасности жизнедеятельности». Т. 1, С-Пб. МЦЭНТ, 1998.
12. Цукерников И.Е. Выбор нормируемого параметра при оценке вибрации в жилье от движения поездов метрополитена / Цукерников И.Е., Костарев С.А., Некрасов И.А. // IV Всерос. науч.-практич. конференция с международным участием «Новое в экологии и безопасности жизнедеятельности». Т.2, С-Пб, БГТУ, 1999.
13. Kostarev S.A. Choice of a controlled parameter when assessing underground train passing vibration in building Kostarev S.A., Rybak S.A, Tsukernikov I.E... 5-th Int. Symp. "Transport noise and vibration", S.-Petersburg, Russia, – 2000.
14. Kostarev S.A. Measurement and estimation of under, ground train passing vibration in residential and administrative buildings / Kostarev S.A., Nekrasov I.A., Rybak S.A., Tsukernikov I.E.// Int. Congr. InterNoise, Nice, France. – 2000.
15. Костарев С.А. Проблемы акустической экологии, порождаемые подземным и наземным транспортом в условиях современного мегаполиса. Разработка нормативных документов, регламентирующих измерение и оценку вибрации и шума / Костарев С.А., Махортых С.А., Рыбак С.А., Цукерников И.Е. // Международная науч-практич. конф. «Градоформирующие технологии XX века», М. – 2001.
16. Руководство по оценке вибрации в помещениях жилых и общественных зданий от движения поездов метрополитена // Комплекс нормативных документов по оценке шума и вибрации от метрополитена. М., ТИМР. – 1998.
17. СП 23-105-2004 Свод правил по проектированию и строительству. Оценка вибрации при проектировании, строительстве и эксплуатации объектов метрополитена. Госстрой России, ФГУП ЦПП. – 2004.

18. Смирнов В.А. К вопросу прогноза уровней вибрации перекрытий жилых зданий, вызванных движением метропоездов / Смирнов В.А., Цукерников И.Е. // Жилищное строительство. – 2016, №7, С. 35-38.
19. Tsukernikov Ilya, Smirnov Vladimir, Shubin Igor, Nevenchannaya Tatiana. Underground railway vibration measurement, analysis and reduction in adjacent residential building // 24th International Congress on Sound and Vibration. ICSV 24, London. – 2017.
20. Цукерников И.Е. Измерения и анализ вибрации, вызванной движением поездов метрополитена на близлежащие здания, и разработка мероприятий по их снижению / Цукерников И.Е., Смирнов В.А. // Сборник трудов II Всероссийской акустической конференции, совмещенной с XXX сессией Российского акустического общества. 6-9 июня 2017, Нижний Новгород, ИПФ РАН. – 2017. – С. 1376-1386.
21. Smirnov Vladimir. To the question of vibration levels prediction inside residential buildings caused by underground traffic / Smirnov Vladimir, Tsukernikov Ilya // Procedia Engineering. – 2017, 176. – P. 371–380.
22. Smirnov Vladimir Vibration Isolation System Influence on Structural Stiffness of Buildings Adjacent to Metro Lines / Smirnov Vladimir, Tsukernikov Ilya // 13th International Conference on Theoretical and Computational Acoustics. ICTCA 2017. Vienna, 30. Juli - 03. August 2017. Book of Abstracts. Institute of Mechanics and Mechatronics, Faculty of Mechanical and Industrial Engineering, Institute of Building Construction and Technology, Faculty of Civil Engineering, TU Wien, Vienna, Austria. – 2017. – P. 266.
23. Смирнов В.А. Анализ вибраций в жилом здании, находящемся в технической зоне метрополитена / Смирнов В.А., Филиппова П.А., Цукерников И.Е. // Биосферная совместимость: человек, регион, технологии. – 2017, 3. – С. 87-95.
24. СП 441.1325800.2019 Защита зданий от вибрации, создаваемой железнодорожным транспортом. Правила проектирования // Стандартиформ, М. – 2019.
25. СП 465.1325800.2019. Здания и сооружения. Защита от вибрации метрополитена. Правила проектирования // Стандартиформ, М. – 2020.
26. СН 2.2.4/2.1.8.566-96. Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий. Санитарные нормы // М.: Информационно-издательский центр Минздрава России – 1997.
27. DIN 4150, Teil 2. Erschütterungen in Bauwesen. Einwirkungen auf Menschen in Gebäuden. Deutsche Norm // DIN Deutsches Institut für Normung e. V., Berlin. – 1992.
28. СанПиН 1.2.3685-21. Гигиенические нормативы и требования к обеспечению безопасности и (или) безвредности для человека факторов среды обитания // [электронный ресурс] – круглосуточно.
URL: <https://minjust.consultant.ru/special/documents/document/25814?items=1&page=469> (дата обращения 05.03.2023).
29. ГОСТ 31191.1-2004 (ИСО 2631-1:1997). Вибрация и удар. Измерение общей вибрации и оценка её воздействия на человека. Общие требования – 2004.
30. ГОСТ ИСО 8041-2006 Вибрация. Воздействие вибрации на человека. Средства измерений. – 2006.
31. ГОСТ Р ИСО 10137 — 2016 Основы расчета строительных конструкций. Эксплуатационная надежность зданий в условиях воздействия вибрации. – 2016.
32. I. E. Tsukernikov Vibration Characteristics of Railway Transports / I. E. Tsukernikov, I. L. Shubin and T O Nevenchannaya // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. — 2021. Vol. 1079.
33. Ilya Tsukernikov. Method of railway trains vibration characteristic determination based on field measurements / Ilya Tsukernikov, Tatiana Nevenchannaya, Leonid Tikhomirov,

Natalia Shchurova // Akustika.- 2021. Vol. 39, April. — P. 223-225.

References

1. Handbook of noise and vibration control / Edited by Malcolm J. Crocker // John Wiley & Sons Inc., Hoboken, New Jersey, USA. — 2007.
2. Rudneva E.A. Analysis of the results of measurements of vibration levels in residential buildings during the movement of metro trains, performed by specialists of the FBUZ "Center for Hygiene and Epidemiology in the City of Moscow" in the period from 2014-2017 // Materialy int. scientific and practical. conf. "Problems of environmental safety, energy saving in construction and housing and communal services", Moscow-Kavala. — 2017. — P. 22-26.
3. Okumura Y. Statistical Analysis of Field Data of Railway Noise and Vibration Collected in an Urban Area / Okumura Y. and Kuno K // Appl. Acoust. — 1991. Vol. 33. — P. 263-280.
4. Fields J. M. Railway Noise and Vibration Annoyance in Residential Areas // Sound Vib. — 1979. Vol. 66, № 3. — P. 445-485.
5. Duarte M.L.M. 2003 Perception Threshold of People Exposed to Sinusoidal Vibration / Duarte M.L.M., Filho M.R. // Proceedings of the Tenth International Congress on Sound and Vibration, Stockholm, Sweden. — P. 3791-3798.
6. ISO 14837-1:2005 Mechanical vibration - Ground-borne noise and vibration arising from rail systems Part 1 General guidance. — 2005.
7. Tsukernikov I. Features of normalization and evaluation of vibration from rail transport in premises of residential and public buildings / Tsukernikov I. , Shubin I., Nevenchannaya T. // Akustika. — 2019. Vol. 32, March. — P. 288-292.
8. Kostarev S.A. Modal structure of an acoustic field excited by vibrations of a cylindrical shell in a continuous medium/ Kostarev S.A., Makhortykh S.A. // Technical acoustics.- 1996, No. 12. — P. 1-15.
9. Tsukernikov I.E. Modern ideas of normalizing, measurement and estimation of vibration in buildings generated by underground trains / Tsukernikov I.E., S.A. Rybak, S.A. Kostarev // 12-th Int. Fase Symp. "Transport noise and vibration", St.-Petersburg. Russia — 1996.
10. Tsukernikov I.E. A new approach to underground train noise estimation in dwelling buildings / Tsukernikov I.E., Rybak S.A., Kostarev S.A. // Int. EAA/EEAA Symp. "Transport noise and vibration", Tallinn, Estonia — 1998.
11. Tsukernikov I.E. Modern concepts of standardization, measurement and assessment of vibration in housing from the movement of metro trains / Tsukernikov I.E., Rybak S.A., Kostarev S.A. // III All-Russian scientific-practical conference with international participation "New in ecology and life safety", St. Petersburg. MCENT. — 1998. V. 1.
12. Tsukernikov I.E. The choice of the normalized parameter in assessing the vibration in housing from the movement of underground trains / Tsukernikov I.E., Kostarev S.A., Nekrasov I.A. // IY All-Russian scientific-practical. conference with international participation "New in ecology and life safety". Vol. 2, St.Petersburg, BSTU. — 1999.
13. Kostarev S.A. Choice of a controlled parameter when assessing underground train passing vibration in building / Kostarev S.A., Rybak S.A., Tsukernikov I.E. // 5-th Int. Symp. "Transport noise and vibration", S.-Petersburg, Russia- 2000.
14. Kostarev S.A. Measurement and estimation of under, ground train passing vibration in residential and administrative buildings / Kostarev S.A., Nekrasov I.A., Rybak S.A., Tsukernikov I.E. // Int. Congr. InterNoise, Nice, France — 2000.

15. Kostarev S.A. Problems of acoustic ecology generated by underground and surface transport in a modern metropolis. Development of normative documents regulating the measurement and assessment of vibration and noise / Kostarev S.A., Makhortykh S.A., Rybak S.A., Tsukernikov I.E. // International scientific-practical Conference "City-forming technologies of the XX century", М. – 2001.
16. Guidance for the assessment of vibration in the premises of residential and public buildings from the movement of metro trains //A set of regulatory documents for assessing noise and vibration from the subway- М.: TIMR – 1998.
17. SP 23-105-2004. Code of rules for design and construction. Vibration assessment in the design, construction and operation of metro facilities // Gosstroy of Russia, FGUP TsPP.–2004.
18. Smirnov V.A. On the issue of predicting the levels of vibration of floors of residential buildings caused by the movement of metro trains / Smirnov V.A., Tsukernikov I.E. // Housing construction - 2016 - No. 7.
19. Tsukernikov Ilya. Underground railway vibration measurement, analysis and reduction in adjacent residential building / Tsukernikov Ilya, Smirnov Vladimir, Shubin Igor, Nevenchannaya Tatiana // 24th International Congress on Sound and Vibration. ICSV 24, London – 2017.
20. Tsukernikov I.E. Measurement and analysis of vibration caused by the movement of metro trains to nearby buildings and development of measures to reduce them / Tsukernikov I.E., Smirnov V.A. // Proceedings of the II All-Russian Acoustic Conference, combined with the XXX session of the Russian Acoustic Society., Nizhny Novgorod, IAP RAS. – June 6-9. – 2017. – P. 1376-1386.
21. Smirnov Vladimir. To the question of vibration levels prediction inside residential buildings caused by underground traffic / Smirnov Vladimir, Tsukernikov Ilya // Procedia Engineering 176 -2017. – P. 371–380.
22. Smirnov Vladimir. Vibration Isolation System Influence on Structural Stiffness of Buildings Adjacent to Metro Lines / Smirnov Vladimir, Tsukernikov Ilya // 13th International Conference on Theoretical and Computational Acoustics. ICTCA 2017 Vienna, 30. Juli - 03. August 2017. Book of Abstracts. Institute of Mechanics and Mechatronics, Faculty of Mechanical and Industrial Engineering, Institute of Building Construction and Technology, Faculty of Civil Engineering, TU Wien, Vienna, Austria. – 2017. – P. 266.
23. Smirnov V.A. Analysis of vibrations in a residential building located in the technical zone of the subway / Smirnov V.A., Filippova P.A., Tsukernikov I.E. // Biospheric compatibility: man, region, technology. – 2017, Vol. 3, – P. 87-95.
24. SP 441.1325800.2019. Protection of buildings from vibration generated by railway transport. Design rules // Standartinform, М. – 2019.
25. SP 465.1325800.2019. Buildings and structures. subway vibration protection. Design rules // Standartinform, М. – 2020.
26. CH 2.2.4/2.1.8.566-96. Industrial vibration, vibration in the premises of residential and public buildings. Sanitary norms // Information and publishing center of the Ministry of Health of Russia. – 1997.
27. DIN 4150, Teil 2. Erschütterungen in Bauwesen. Einwirkungen auf Menschen in Gebäuden. Deutsche Norm. DIN Deutsches Institut für Normung e. V., Berlin – 1992.
28. SanPiN 1.2.3685-21 Hygienic standards and requirements for ensuring the safety and (or) harmlessness of environmental factors for humans. [electronic resource] - around the clock. - URL: <https://minjust.consultant.ru/special/documents/document/25814?items=1&page=469> (date of the application 05.03.2023).
29. GOST 31191.1-2004 (ISO 2631-1:1997). Vibration and shock. Measurement of

general vibration and assessment of its impact on a person. General requirements. – 2004.

30. GOST ISO 8041-2006 Vibration. The effect of vibration on a person. Measuring instruments. – 2006.

31. ISO 10137:2007 Bases for design of structures - Serviceability of buildings and walkways against vibrations. – 2016.

32. I. E. Tsukernikov. Vibration Characteristics of Railway Transports / I. E. Tsukernikov, I. L. Shubin and T O Nevenchannaya // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2021. Vol. 1079.

33. Ilya Tsukernikov. Method of railway trains vibration characteristic determination based on field measurements / Ilya Tsukernikov, Tatiana Nevenchannaya, Leonid Tikhomirov, Natalia Shchurova // Akustika.- 2021. Vol. 39, April. – P. 223-225.

УДК: 534.21
OECD: 1.03.AA

Оценка прямых и косвенных путей звукопередачи от работы роллетных ворот подземной автостоянки

Пименов И.К.¹, Кузнецова А.Д.^{2*}

¹ К.т.н., с.н.с., заведующий кафедрой ГСП

² Старший преподаватель кафедры ГСП

^{1,2} Государственный морской технический университет, г. Санкт-Петербург, РФ

Аннотация

В статье приведена идентификация путей распространения шума в помещение жилой квартиры от ворот подземной автостоянки роллетного типа, работа которых является причиной повышенного шума в нормируемом помещении. Авторами выполнены спектральные измерения шума и вибрации в квартире, расположенной на втором этаже, над воротами, а также измерения вибрации опорной рамы ворот и воздушного шума при открывании и закрывании роллет. Приводится расчетная оценка вклада разных путей звукопередачи, в частности вклада проникающего воздушного шума и вклада структурной составляющей в помещении.

Сопоставление результатов расчета и измерений уровня звукового давления в нормируемом помещении подтвердило корректность разработанной виброакустической модели распространения шума. На основе верифицированной модели предложены рекомендации по снижению шума в квартире, подтвержденные впоследствии инструментальными замерами.

Ключевые слова: звукопередача, шумозащитные мероприятия, распространение вибрации, структурный шум, ворота роллетного типа, опорная рама.

Evaluation of direct and indirect sound transmission paths from the operation of roller gates of an underground parking lot

Pimenov I.K.¹, Kuznetsova A.D.²

¹ *PhD, Head of the Department of GSP*

² *Senior lecturer of the Department of GSP*

^{1,2} *State marine technical University, St. Petersburg, Russia*

Abstract

The article presents the identification of ways of noise propagation into the premises of a residential apartment from the gates of an underground parking lot of roller type, the operation of which is the cause of increased noise in a normalized room. The authors performed spectral measurements of noise and vibration in an apartment located on the second floor above the gate, as well as measurements of vibration of the gate support frame and air noise when opening and closing the shutters. A calculated assessment of the contribution of different sound transmission paths, in particular the contribution of penetrating air noise and the contribution of the structural component in the room, is given.

Comparison of the results of calculation and measurement of the sound pressure level in the normalized room confirmed the correctness of the developed vibroacoustic model of noise propagation. Based on the verified model, recommendations for noise reduction in the apartment are proposed, subsequently confirmed by instrumental measurements.

Keywords: *sound transmission, noise protection measures, vibration, structural noise, roller-type gates, support frame.*

*E-mail: ad-kuz@mail.ru (Кузнецова А.Д.)

Введение

Изменение №2 к СП 51.13330.2011 «Актуализированная редакция СНиП 23-03-2003 «Защита от шума» [1] в 2022 г добавило требование к оценке звукоизоляции ударного шума, которое необходимо оценивать с учетом структурной звукопередачи по ГОСТ РЕН 12354-2 [2]. До принятия указанного изменения для оценки структурного шума при проектировании зданий выполнялся только расчет индексов ударного шума на соответствие нормативным требованиям. На практике это часто приводило к жалобам жильцов на шум от работы инженерно-технологического оборудования (лифтов, крышных котельных, автоматических ворот подземных автопарковок).

Измерения шума и вибрации в квартире многоэтажного жилого дома, расположенной на втором этаже, были выполнены для определения причин повышенного шума при открытии/закрытии ворот подземной автостоянки роллетного типа.

Створ ворот расположен непосредственно под помещением квартиры. Окна квартиры, выполненные из двухкамерного стеклопакета, выходят на фасад жилого дома. Несущие стены квартиры выполнены из монолитного железобетона (ЖБ) толщиной 200 мм, отделка стен и потолка отсутствует. На несущем перекрытии (ЖБ-200 мм) выполнена стяжка толщиной 70 мм по изолирующему слою из звукоизоляционного материала «Стенофон» толщиной 10 мм. Взаимное расположение ворот и помещения квартиры приведено на рисунке 1.

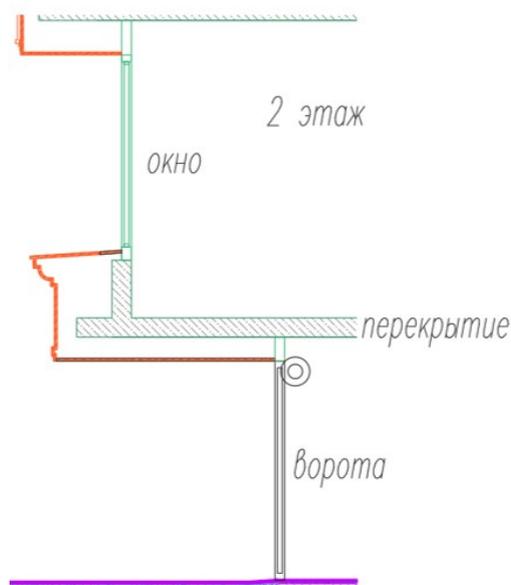


Рис. 1. Взаимное расположение ворот и квартиры на 2-м этаже

Ранее выполненные измерения шума в этой квартире показали превышения нормативных значений для ночного времени суток. Согласно протоколу натурных измерений эквивалентный уровень звука (УЗ) в квартире при закрытых окнах составил 32 дБА, при нормативных значениях 25 дБА (с учетом поправки «-5 дБА» на работу инженерного оборудования [3]).

Источником шума в жилой квартире являются роллетные ворота, состоящие из приводного электродвигателя и кассеты с роллетами, закрепленными на несущей стальной раме П-образной формы (сечение рамы – квадрат со стороной 80 мм). Вертикальные стойки рамы опираются на фундамент дома и по всей своей длине отделены от несущих конструкций дома. Поперечная перекладина рамы соединена с несущим перекрытием 2-го этажа посредством двух амортизаторов АКСС-120. Общая масса несущей рамы,

электродвигателя и кассеты с роллетами составляет 240 кг, что свидетельствует об ослаблении передачи вибрации через амортизаторы начиная с частоты около 60 Гц.

Для выявления путей распространения шума измерения были выполнены в треть-октавных полосах частот в частотном диапазоне 10 Гц-8 кГц для шума и от 10 Гц до 630 Гц-2 кГц для вибрации в зависимости от способа установки вибродатчика.

1. Оценка шума, проникающего через окна

Результаты измерения уровней звука (УЗ) внутри квартиры при закрытом окне составили 32 дБА, при открытом окне – 42 дБА [4] (оба значения превышают нормативные уровни для ночного времени суток для жилых помещений [3]).

На рисунке 2 приведены скорректированные по шкале «А» уровни звукового давления (УЗД) снаружи и внутри дома. Из рисунка видно, что при закрытом окне (режим соответствует штатной эксплуатации жилого помещения, оснащенного системой механической вентиляции) УЗД превышают фоновые уровни шума в частотном диапазоне от 40 Гц до 800 Гц включительно, а также в спектре преобладают шумы с частотами 80 Гц, 160 Гц, 315 Гц и 630 Гц.

Для выявления преобладающего частотного вклада в суммарное значение УЗ на рисунке 2 также приведены скорректированные по шкале «А» УЗД непосредственно у ворот, у фасада жилого дома на высоте 2,3 м и внутри жилой квартиры на различном расстоянии от закрытого окна.

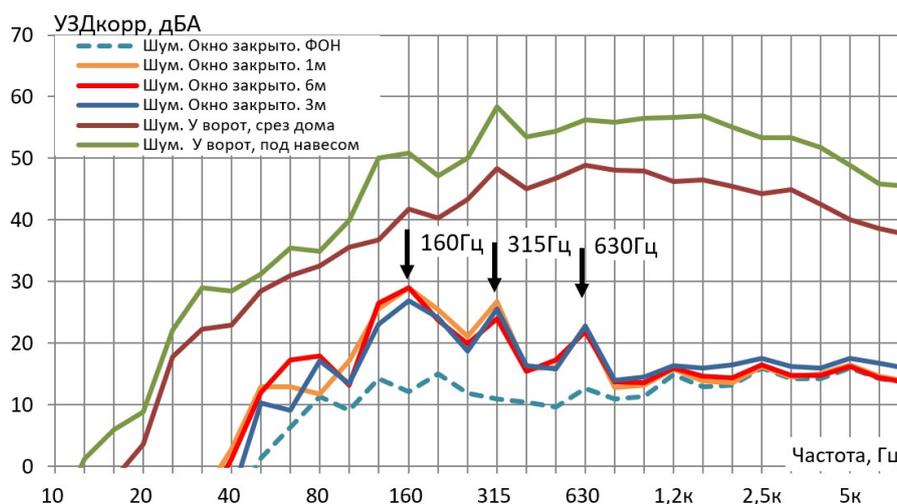


Рис. 2. Корректированные УЗД снаружи и внутри дома при закрытом окне

Анализ треть-октавных спектров шума показывает, что суммарные УЗ в квартире полностью определяются шумом на частотах 160 Гц, 315 Гц и 630 Гц. При измерении шума внутри квартиры по мере удаления от окна (на 1 м, 3 м и 6 м) УЗД практически не изменяются во всем частотном диапазоне. В случае проникновения шума от ворот через окна, УЗД в квартире должны были бы уменьшаться по мере удаления от окон, по крайней мере, на средних и высоких частотах.

Для подтверждения отсутствия существенного вклада шума, проникающего через окна жилого помещения, была разработана акустическая модель фрагмента здания с воротами в сертифицированной программе «АРМ Акустика-3D» [5]. Результаты расчета показали, что уровни шума в квартире, проникающие через закрытые окна, составляют 21 дБА, что существенно ниже измеренных 32 дБА.

Следует отметить, что шум, проникающий через перекрытие 2-го этажа, очевидно, не является определяющим путем распространения, т. к. индекс изоляции воздушного

шума для ЖБ-200 равен $R_w = 57$ дБ [6]. Шум, измеренный под перекрытием при работе роллетных ворот, составил 69 дБА, что позволяет оценить уровень проникающего звука в квартире $УЗ=69-57+10\lg S-5=20$ дБА (где S – площадь ограждающего элемента помещения квартиры) [1].

2. Оценка структурного шума в квартире

Отсутствие проникающего через окна шума косвенно свидетельствует о наличии структурного шума в помещении.

2.1. Анализ результатов измерений вибрации

Структурный шум – это шум, создаваемый конструкциями (пол, стены и потолок), ограждающими помещение. Поэтому были выполнены измерения вибрации пола квартиры, представленные на рисунке 3. Измерения уровней вибрации представлены в уровнях виброускорения относительно стандартного порога 10^{-6} м/с².

Из анализа представленных графиков видно, что вибрация пола в момент открывания/закрывания ворот превышает фоновые уровни в диапазоне частот от 31,5 Гц до 630 Гц, включительно. В этот диапазон попадают 4 частотных пика на 63 Гц, 160 Гц, 315 Гц и 630 Гц, причем частоты трех последних пиков соответствуют определяющим пикам в УЗД (в шуме). Отдельно, следует отметить, что вибрация пола в центре помещения, где расположено крепление опорной рамы ворот, превышает вибрацию пола на краю помещения вблизи несущей стены.

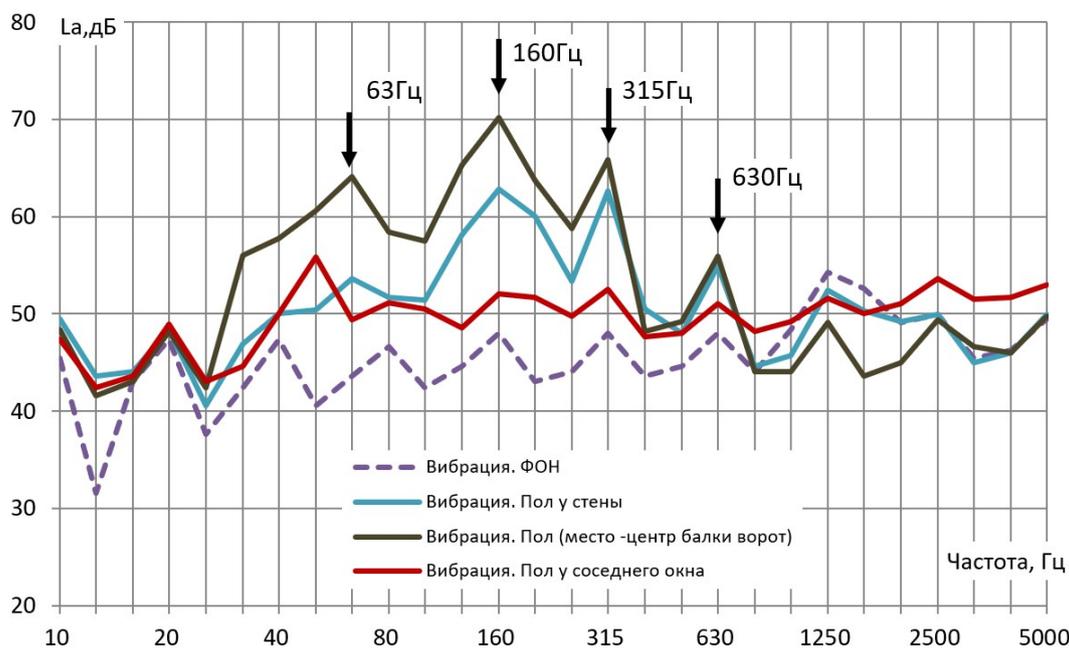


Рис. 3. Вибрация пола квартиры при работающих и неработающих (ФОН) воротах

Сопоставление вибрации пола и выполненных одновременно уровней шума в квартире представлено на рисунке 4. Измерения шума приведены для наглядности в виде скорректированных УЗД. Частоты 160 Гц, 315 Гц и 630 Гц присутствуют одновременно в результатах измерения шума и вибрации, что подтверждает определяющую роль структурного шума, обусловленного вибрацией пола.

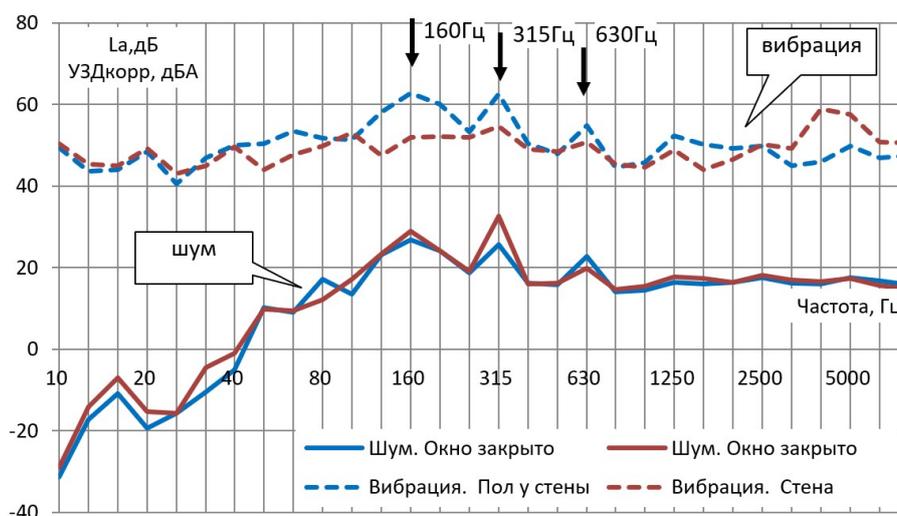


Рис. 4. Сопоставление вибрации пола и скорректированного УЗД в помещении

2.2. Расчет структурной составляющей шума

Для количественной оценки вклада структурной составляющей шума в суммарный шум помещения был выполнен расчет шума по ГОСТ 12354 [2;7].

Согласно методике [2], для расчета необходимо определить все возможные пути звукопередачи (прямые и косвенные), в предположении, что звукопередача по каждому из путей считается независимой. Таким образом, минимальное количество путей распространения шума в помещении: один прямой путь и 4 косвенных пути через стены [8].

На рисунке 5 показан план квартиры с проекцией расположения опорной рамы ворот. Согласно анализу результатов измерения вибрации, основной путь распространения вибрации от роллетных ворот – прямой. Вибрация, распространяющаяся по внешнему фасаду (косвенный путь передачи), не вносит значимого вклада в шум в квартире. Измеренная вибрация стен существенно ниже вибрации пола (более чем на 15 дБ в рассматриваемом частотном диапазоне), что позволяет исключить данный путь звукопередачи из дальнейшего рассмотрения. Проведенный выше анализ результатов измерений шума и вибрации позволяет существенно сократить большой массив расчетов, регламентируемый рассматриваемой методикой.

Приведенный уровень звукового давления ударного шума при прямой звукопередаче равен:

$$L_{n,d} = L_{n,situ} - \Delta L_{situ} - \Delta L_{d,situ}, \quad (1)$$

где $L_{n,situ}$ – приведенный уровень звукового давления ударного шума в натуральных условиях, дБ; ΔL_{situ} – снижение уровня звукового давления ударного шума напольным покрытием (плавающим полом), дБ; $\Delta L_{d,situ'}$ – снижение уровня звукового давления ударного шума (улучшение звукоизоляции ударного шума) дополнительным слоем на разделительном элементе со стороны приемного помещения в натуральных условиях, дБ. В рассматриваемом случае $\Delta L_{d,situ'} = 0$ дБ.

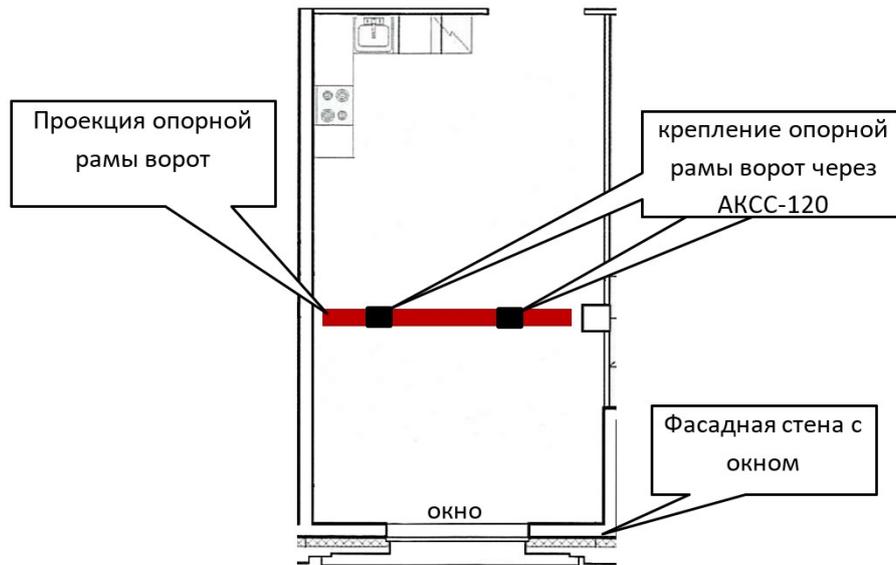


Рис. 5. Помещение квартиры с проекцией расположения опорной рамы ворот

Приведенный уровень звукового давления ударного шума для обследуемого помещения был рассчитан согласно ГОСТ 12354-2 [2] для монолитных полов:

$$L_{n,situ} = L_F + 10 \lg \frac{Re(Y)\sigma}{m'} + 10 \lg T_c + 10.6, \quad (2)$$

где L_F – уровень силы, передаваемый с опорной рамы ворот на перекрытие 2 этажа, дБ (относительно 10^{-6} Н);

m' – поверхностная плотность перекрытия, кг/м²;

$Re(Y)$ – действительная часть податливости перекрытия, с·м²/кг²;

σ – коэффициент излучения изгибных волн (принят равным единице на частотах выше критической $f_{кр} = 92$ Гц. На частотах выше первой резонансной частоты перекрытия $f_{11} = 32$ Гц и ниже $f_{кр}$ коэффициент излучения увеличивается пропорционально корню из частоты [2]).

T_c – время структурной реверберации пола, с (было определено через суммарный коэффициент потерь [2]).

Величина силы, передаваемая на перекрытие через амортизаторы опорной рамы ворот, была определена по второму закону Ньютона по вибрации, измеренной на опорной раме ворот. В рассматриваемом случае внешнее воздействие представляет собой сосредоточенную силу, в месте крепления амортизаторов опорной рамы к ограждающей конструкции здания, которую можно записать в виде [9]:

$$F_0(x_F, y_F, z_F) = \int F_0(x_F - x)\delta(y_F - y)\delta(z_F - z)dx dy dz, \quad (3)$$

где $\delta(x)$ – функция Дирака.

Согласно [9] отношение среднего квадрата скорости к квадрату скорости в точке наблюдения (q_v), если колебательная система возбуждается в центре или с краю, равна:

$$q_v = \begin{cases} \frac{1}{2} & \text{при одномерных колебаниях} \\ \frac{1}{4} & \text{при двумерных колебаниях} \end{cases}$$

Для опорной рамы ворот, которая в первом приближении может рассматриваться как изгибно-колеблющаяся балка можно принять $q_v = 0,5$ на частотах выше первой собственной частоты [10]:

$$f_i = \alpha_i \sqrt{\frac{B_{ст}}{m_{ст} l^4}} = 7 \text{ Гц} \quad (4)$$

где коэффициент для первой формы колебаний $\alpha_i = 3,57$; $B_{ст}$ – изгибная жесткость, Нм^2 ; $m_{ст}$ – погонная масса, кг/м ; l – длина, м.

Снижение уровня звукового давления ударного шума плавающим полом (ΔL_{situ}) в рассматриваемом жилом помещении было определено согласно [2], как для песчано-цементной смеси:

$$\Delta L = 30 \lg \frac{f}{f_0}, \quad (5)$$

где f – среднегеометрическая частота треть-октавной полосы, Гц; f_0 – резонансная частота системы, Гц.

Действительная часть податливости пола – величина обратная механическому характеристическому импедансу перекрытия $Re(Y) = \frac{1}{Re(Z)}$, который определен как $Z = 8\sqrt{Bm'}$.

Результаты сравнения расчета приведенного уровня звукового давления ударного шума при прямой звукопередаче (структурной составляющей шума) с измеренным уровнем звукового давления в помещении представлены на рисунке 6. Из сопоставления видно, что в частотном диапазоне 160 Гц-630 Гц расчет прямого пути звукопередачи и натурных измерений совпадают, что подтверждает вывод о преобладающем вкладе структурного шума в акустическую обстановку помещения.

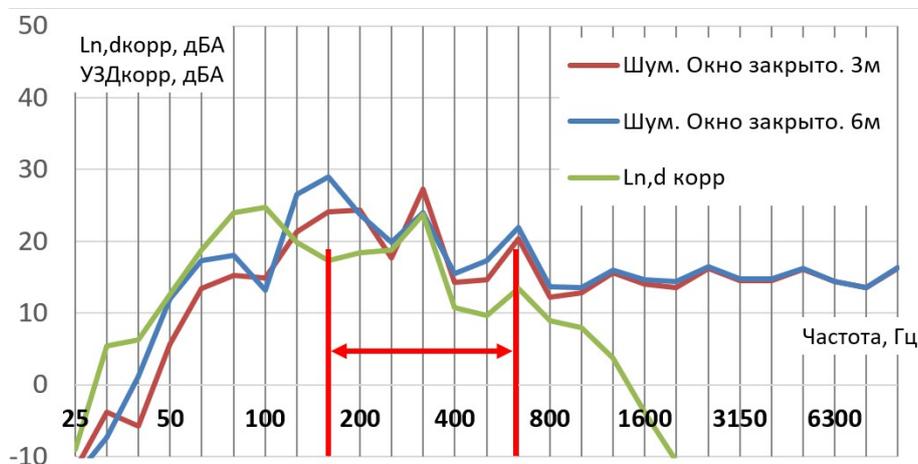


Рис. 6. Сопоставление скорректированного структурного шума (расчет) и скорректированного УЗД в помещении (измерение)

3. Рекомендации по снижению шума в квартире

Проведенный анализ результатов измерений и расчетов шума в обследуемом помещении позволил разработать мероприятия по снижению структурного шума и оценить их эффективность. Для снижения шума в квартире, было предложено увеличить толщину звукоизоляционного слоя без изменения общей толщины слоев пола. Расчеты различных вариантов конструкции изолирующего слоя были выполнены на основе ориентировочной оценки улучшения индекса приведенного ударного шума ΔL_{nw} по [6] и на основе оценки уровня приведенного ударного шума по [2].

Наилучшие результаты по снижению шума показало использование изолирующего материала «Шумостоп С-2» толщиной 20 мм, которое позволило снизить структурный шум в квартире на 6 дБ. Таким образом, основываясь на результатах измерений, шум в помещении после реализации предложенных мероприятий составит $L = 32 - 6 = 26$ дБА. С учетом положения ГОСТ 23337–2014 [4], что при проведении измерений в необорудованных жилых помещениях следует применять поправку «-2 дБА» на звукопоглощение, шум в квартире не будет превышать 25 дБА.

После внедрения предложенного варианта снижения шума, сторонней аккредитованной лабораторией были проведены повторные акустические измерения шума в обследованном помещении при работе роллетных ворот, которые зафиксировали значение уровня звука равное 24 дБА при неопределенности измерений 1 дБА, что хорошо соответствует расчетным значениям.

Заклучение

1. Предварительный анализ результатов измерений вибрации ограждающих конструкций и шума в помещении, расположенном над роллетными воротами въезда на подземную автостоянку, позволяет на начальном этапе работы исключить пути звукопередачи с наименьшим вкладом, сократив процедуру расчета по ГОСТ 12354–2 [2] в несколько раз.

2. Учет всех путей распространения шума по [2] на самом деле не повышает точность прогнозных оценок, т. к. в большинстве случаев все исходные данные, необходимые для проведения полного расчета, недоступны. В рассматриваемом случае расчет был существенно сокращен, т. к. динамическое воздействие от привода ворот передавалось через крепление амортизаторов, что позволило упрощенно оценить величину возбуждающей силы. При жестком креплении опорной рамы к конструкциям здания оценка передаваемых динамических усилий сильно затрудняется. На практике проведение измерений динамических воздействий как аппаратурно, так и организационно крайне затруднено, т. к. требуется либо размещение датчиков между механизмом и опорной конструкцией, либо изменение узлов крепления.

3. На основании анализа измерений и расчетов шума в жилом помещении от расположенных под ним роллетных ворот было установлено, что определяющим шумом является структурный шум, связанный с вибрацией пола в помещении. При этом шум, проникающий через окна и перекрытие не влияет на суммарные УЗ. Результаты расчета структурной составляющей УЗД удовлетворительно совпали с результатами измерений шума, что позволило обосновано разработать мероприятия по снижению шума в виде замены изолирующего слоя на материал «Шумостоп-С2» и оценить эффективность его применения, которая составила 6 дБА, что впоследствии было подтверждено результатами натуральных измерений.

Список литературы

1. СП51.13330.2011 Защита от шума. Актуализированная редакция СНиП 23-03-2003 (с изменением №1,2,3).
2. ГОСТ Р ЕН 12354–2 Акустика зданий. Методы расчета акустических характеристик зданий по характеристикам их элементов. Часть 2. Звукоизоляция ударного шума между помещениями.
3. СанПиН 1.2.3685–21 «Гигиенические нормативы и требования к обеспечению безопасности и (или) безвредности для человека факторов среды обитания»

4. ГОСТ 23337–2014 Шум. Методы измерения шума на селитебной территории и в помещениях жилых и общественных зданий.
5. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ №2012612812 АРМ «Акустика» версия 3.
6. СП 275.1325800.2016 «Конструкции ограждающие жилых и общественных зданий. Правила проектирования звукоизоляции»
7. ГОСТ Р ЕН 12354–1 Акустика зданий. Методы расчета акустических характеристик зданий по характеристикам их элементов. Часть 1. Звукоизоляция воздушного шума между помещениями
8. Кузнецова А.Д, Пименов И.К. Сопоставление двух методик учета косвенных путей распространения шума при оценке звукоизоляции ограждающих конструкций, Сборник докладов Всероссийского фестиваля науки «Наука 0+», 2022.
9. Простые и сложные колебательные системы: Пер. с англ. / Е. Скучик ; Под ред. Л. М. Лямшева. - Москва: Мир, 1971. - 557 с.
10. Акустическое проектирование судовых конструкций: Справочник /А. С. Никифоров. - Ленинград: Судостроение, 1990. – 198 с.

References

1. SP51.13330.2011 Noise protection. Updated version of SNiP 23-03-2003 (with change No. 1,2,3).
2. GOST R EN 12354–2 Building acoustics. Estimation of acoustic performance of buildings from the performance of elements. Part 2. Impact sound insulation between rooms.
3. SanPiN 1.2.3685–21 «"Hygienic standards and requirements for ensuring the safety and (or) harmlessness of environmental factors for humans»
4. GOST 23337–2014 Noise. Methods of noise measurement in residential areas and in the rooms of residential, public and community buildings.
5. Certificate of state registration of the computer program No. 2012612812 ARM "Acoustics" version 3.
6. SP 275.1325800.2016 «Structures enclosing residential and public buildings. Rules of sound insulation design»
7. GOST R EN 12354–1 Building acoustics. Estimation of acoustic performance of buildings from the performance of elements. Part 1: Airborne sound insulation between rooms
8. Kuznetsova A.D, Pimenov I.K. Comparison of two methods of accounting for indirect ways of noise propagation in the evaluation of sound insulation of enclosing structures, Collection of reports of the All-Russian Science Festival «Наука 0+», 2022.
9. Simple and complex oscillatory systems: Translated from English / E. Skushik; Edited by L. M. Lyamshev. - Moscow: Mir, 1971. - 557 p.
10. Acoustic design of ship structures: Handbook / A. S. Nikiforov. - Leningrad: Shipbuilding, 1990. – 198 p.

УДК: 502.3:621.311.1

OECD: 02.07. IH

Влияние опорной поверхности на акустическую эффективность экрана

Тупов В.Б.^{1*}, Мухаметов А.Б.²¹ д.т.н., профессор, профессор² ассистент^{1,2} ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ», г. Москва, РФ

Аннотация

В статье представлены результаты математического моделирования акустических экранов в программе COMSOL Multiphysics. Выполнена верификация математической 2D модели с расчётными данными по формуле Курце. Показано, что при учёте влияния опорной поверхности наблюдаются явления конструктивной и деструктивной интерференции, которые существенно влияют на затухание шума. Получены зависимости затухания шума на экране при его различных высотах и различных высотах расположения источника шума над землей. Определено, что изменение акустической эффективности экрана как от его высоты, так и высоты расположения источника шума имеет сложный характер, который вследствие отражения от опорной поверхности характеризуется резкими изменениями затухания шума на различных среднегеометрических частотах. Получено, что максимальной акустической эффективностью обладает экран, расположенный на твердой поверхности.

Ключевые слова: шум, акустические экраны, опорная поверхность, математическое моделирование, акустическая эффективность.

The influence of the supporting surface on the acoustic efficiency of the barrier

Tupov V.B.¹, Mukhametov A.B.²¹ Doctor of Sc. Professor, Professor² Assistant^{1,2} MPEI, Moscow, Russia

Abstract

The article presents the results of mathematical modeling of acoustic barriers in the COMSOL Multiphysics program. The verification of the mathematical 2D model with the calculated data according to the Kurze formula was carried out. It is shown that when the influence of the supporting surface is considered, the phenomena of constructive and destructive interference are observed, which significantly affect the noise attenuation. Dependences of noise attenuation on the barrier are obtained for its different heights and different heights of the noise source above the ground. It is determined that the change in the acoustic efficiency of the barrier, both on its height and the height of the noise source, has a complex character, which, due to reflection from the supporting surface, is characterized by sharp changes in noise attenuation at various octave band frequencies. It was found that the barrier located on a solid surface has the maximum acoustic efficiency.

Keywords: noise, acoustic barriers, supporting surface, math modeling, acoustic efficiency.

*E-mail: TupovVB@mpei.ru (Тупов В.Б.)

Введение

Акустические экраны широко используются для снижения шума различного типа оборудования, как автомобильного и железнодорожного [1-2], так и энергетического [3]. Исследованию акустических свойств экранов посвящено большое количество работ [1-12], а по расчетам – выпущены нормативные документы [13-15].

Под акустическим экраном согласно [13] понимается протяженная искусственная преграда, которая устанавливается на пути распространения шума от реального источника. Свойство экранов снижать шум основано на отражении и рассеивании падающих на него звуковых волн. За экраном образуется «звуковая тень», если его размеры больше длины звуковой волны. Наибольшей эффективности экраны достигают в области высоких частот, наименьшей – в области низких частот.

На акустическую эффективность экрана влияют различные факторы: конструктивные (длина, высота), акустические (звукоизоляция и звукопоглощение), расположение экрана в пространстве между источником шума и расчетной точкой, наличие и вид надстройки на свободном ребре экрана, акустические свойства опорной поверхности и др. [4, 5]. Для наиболее точной оценки эффективности экрана необходимо в совокупности учитывать данные факторы.

Для оценки затухания шума на экране обычно используют подходы З. Маекавы или Курце [6], полученные в результате экспериментальных исследований. Они позволяют достаточно просто рассчитать акустическую эффективность экрана на основе числа Френеля [6]. Однако, стоит отметить, что данные подходы не учитывают акустические свойства опорной поверхности, наличие надстройки на свободном ребре.

Для оценки эффективности экрана используют также математические модели и численные методы решения поставленной задачи. К примеру, в статье [7] приведены результаты математического моделирования акустических экранов с целью определения их эффективности. Расчеты выполнены в программном пакете COMSOL Multiphysics. Исследовано влияние Т-образной надстройки и надстройки в виде восьмиугольника на акустическую эффективность экрана. Определено, что использование надстройки позволяет увеличить эффективность экрана на 2-4 дБ.

В работе [8] в программе COMSOL Multiphysics проанализировано изменение эффективности экрана с учетом акустических свойств опорной поверхности. Исследована эффективность Т-образной и Г-образной надстройки на свободное ребро акустического экрана. Получено, что наиболее целесообразным является применение Т-образной надстройки.

В статье [9] представлены результаты моделирования экранов в программе Ansys. Проанализировано влияние толщины и материала на затухание шума на экране. Определено, что экран из бетона имеет наибольшую акустическую эффективность. В [10, 11] с помощью 2D модели, построенной в программе COMSOL Multiphysics, выполнено сравнение результатов моделирования с расчетами по формуле Маекавы. Представлены зависимости затухания шума на экране от его высоты, положения источника шума и расчетной точки с учетом акустических свойств опорной поверхности.

В данной статье проведен расчет значений затухания шума на экране с учётом и без учёта акустических свойств опорной поверхности. В целях выполнения сравнения изначально определено изменение эффективности экрана от его высоты и высоты расположения источника шума без учёта опорной поверхности. Для решения указанных задач перед проведениями исследований выполнена верификация расчетной модели с результатами, полученными по формуле Курце.

1. Верификация математической модели и результаты расчётов

Для выполнения поставленных задач в программе COMSOL Multiphysics выполнено математическое моделирование тонкого экрана бесконечной длины с целью определения его акустической эффективности. Под акустической эффективностью экрана согласно [13] понимается разность уровней звукового давления (УЗД) (уровней звука (УЗ)) в одной и той же расчётной точке до и после установки акустического экрана:

$$\Delta L = L_1 - L_2, \quad (1)$$

где L_1 – УЗД (УЗ) в расчётной точке до установки акустического экрана, дБ (дБА); L_2 – УЗД (УЗ) в расчётной точке после установки акустического экрана, дБ (дБА).

Для оценки акустической эффективности экрана бесконечной длины использована 2D модель, которая представляет собой акустический домен в виде сферы диаметром 20 м (рис. 1). Источник звуковых волн расположен на расстоянии 2 м (l_1) от акустического экрана. Точка приёмника (расчётная точка (РТ)) находится на расстоянии 2 м (l_2) от экрана на высоте 0,2 м. При выполнении расчётов высота расположения источника шума меняется от 0,2 до 2 м. Высота экрана изменяется от 1 до 5 м (красная линия). В расчёте моделируется распространение воздушного шума. Для этого задаются основные свойства воздуха: плотность 1,2 кг/м³ и скорость звука 343 м/с.

Как правило, источники шума располагаются на уровне земли, поэтому звуковая энергия от них излучается по полусфере. Во избежание влияния звуковых волн, распространяющихся с нижней части сферы, на значения УЗД (УЗ) в расчётной точке в модели предусмотрена установка дополнительного экрана (желтая линия).

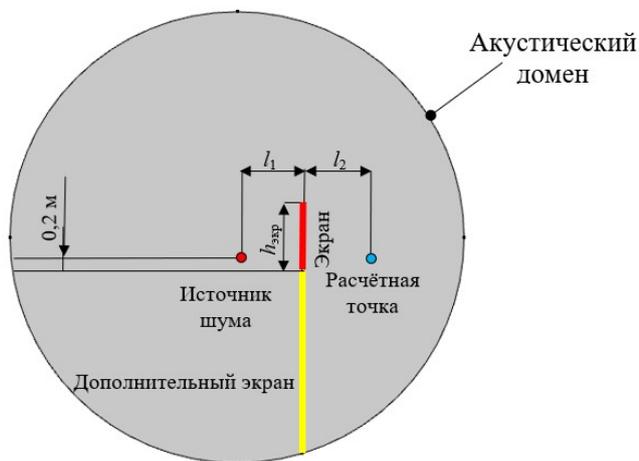


Рис. 1. Расчётная модель

Для задания источника звуковых волн использовано граничное условие монополюсного точечного источника. Свойства экрана описаны с помощью условия акустическая жесткая стенка. На внешних границах сферы задано условие поглощения (условие импеданса), предполагающее отсутствие отражения звуковых волн от внешних границ акустического домена [7, 10, 11].

Расчёты выполнены для октавной полосы со среднегеометрическими частотами 31,5-4000 Гц. Размер элементов сетки выбран по рекомендациям [7-11], согласно которым необходимо принимать 5 элементов на одну длину волны. Максимальная среднегеометрическая частота составляет 4000 Гц, поэтому размер элемента сетки выбран равным 0,01 м с учётом запаса.

Выполнена верификация расчётной модели с известной формулой Курце [6, 14]:

$$\Delta L = 20 \cdot \lg \left(\frac{\sqrt{2 \cdot \pi \cdot N}}{th\sqrt{2 \cdot \pi \cdot N}} \right) + 5, \quad (2)$$

где $N = \frac{(2 \cdot \delta)}{\lambda}$ – число Френеля ($N \geq -0,2$); δ – разность длин звукового луча, м. Разность длин звукового луча определяется по формуле (см. рис. 2):

$$\delta = a + b - c, \quad (3)$$

где a – кратчайшее расстояние между источником шума и верхней кромкой акустического экрана, м; b – кратчайшее расстояние от верхней кромки экрана до расчётной точки, м; c – кратчайшее расстояние от источника шума до расчётной точки, м.

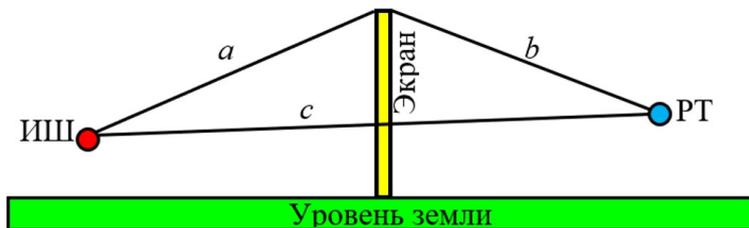


Рис. 2. Схема определения разности длин звукового луча

В результате математического моделирования получены значения акустической эффективности экрана высотой 1 и 2 м. На рис. 3-4 представлено сравнение результатов математического моделирования и расчётных данных согласно формуле (2).

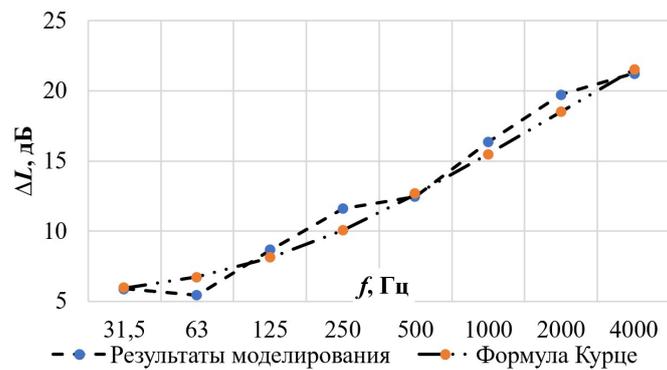


Рис. 3. Сравнение результатов расчёта для акустического экрана высотой 1 м ($l_1=2\text{м}, l_2=2\text{м}$)

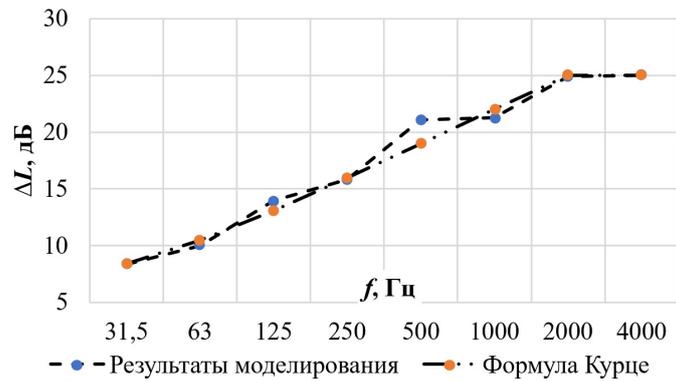


Рис. 4. Сравнение результатов расчёта для акустического экрана высотой 2 м ($l_1=2\text{м}$, $l_2=2\text{м}$)

Полученные результаты показывают хорошую сходимость. Максимальная разница между расчётными данными в диапазоне среднегеометрических частот 31,5-4000 Гц не превышает 2 дБ, что подтверждает правильность полученных результатов.

В качестве примера на рис. 5 представлено изменение уровня звукового давления на среднегеометрической частоте 500 Гц без экрана и при его установке. Высота экрана составляет 2 м.

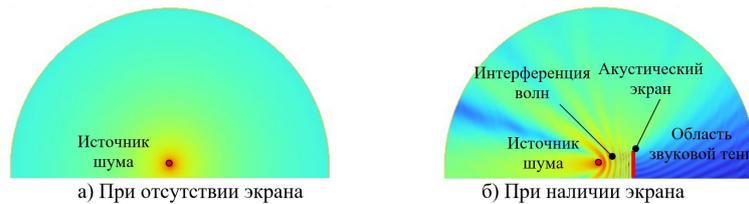


Рис. 5. Изменение УЗД на среднегеометрической частоте 500 Гц

При наличии экрана возникает наложение падающих на препятствие волн, распространяющихся от источника шума с волнами, отраженными от поверхности экрана, в результате чего наблюдается явление интерференции. За акустическим экраном возникает область звуковой тени вследствие того, что размеры препятствия больше длины звуковой волны на среднегеометрической частоте 500 Гц.

На рис. 6 представлено изменение акустической эффективности экрана для диапазона среднегеометрических частот 31,5-4000 Гц при различных высотах преграды (1, 2 и 5 м).

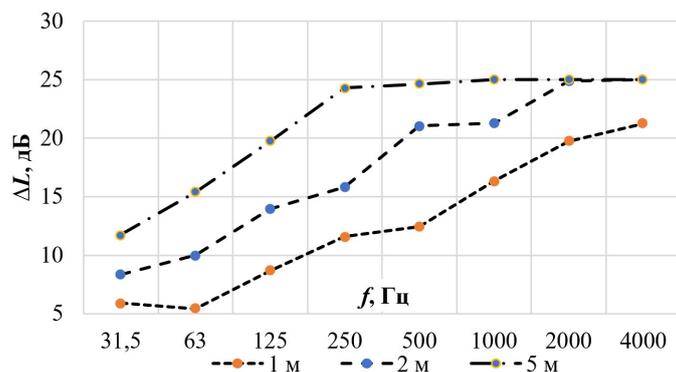


Рис. 6. Изменение акустической эффективности экрана при различных его высотах

При увеличении высоты экрана от 1 до 5 м наблюдается значительный рост затухания шума (от 3 до 12 дБ) во всем спектре частот. Стоит отметить, что при высоте 5 м акустическая эффективность экрана в диапазоне среднегеометрических частот 250-4000 Гц достигает максимального значения и составляет 25 дБ.

На рис. 7 представлено изменение акустической эффективности экрана для диапазона среднегеометрических частот 31,5-4000 Гц при различной высоте расположения источника шума (0,2-2 м).

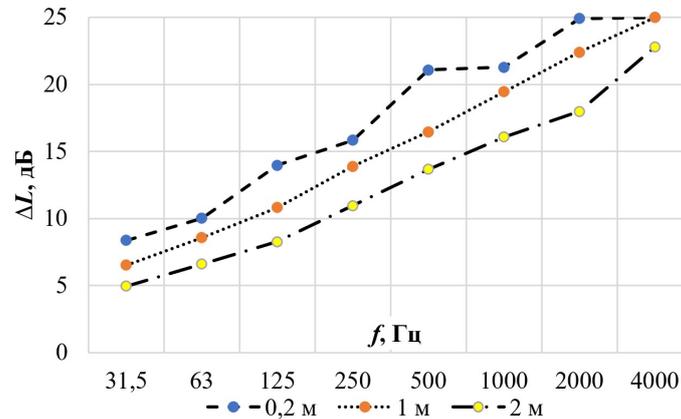


Рис. 7. Изменение акустической эффективности экрана при различных расстояниях от ИШ до преграды

Максимальная акустическая эффективность во всём диапазоне изменения среднегеометрических частот от 31,5 до 4000 Гц наблюдается при высоте расположения источника шума, равной 0,2 м. При дальнейшем увеличении высоты расположения уменьшается разность хода звукового луча и, как следствие, акустическая эффективность экрана. Полученные результаты согласуются как с результатами, полученными по формуле Курце, так и с результатами, полученными в [3].

2. Влияние опорной поверхности на акустическую эффективность экрана

На эффективность экрана влияют акустические свойства опорной поверхности [4, 5]. Методики З. Маекавы или Курце [6, 14] не учитывают акустические свойства опорной поверхности. С целью определения влияния земли на акустическую эффективность экрана в данном разделе проведено математическое моделирование и определены значения затухания шума на экране.

Для исследования влияния земли в модели, представленной на рис. 1, построена опорная поверхность. Для описания свойств земли использовано граничное условие импеданса с заданием коэффициента звукопоглощения. Изначально в качестве опорной поверхности рассмотрена поверхность с низким коэффициентом звукопоглощения, что характерно для твердой поверхности с низкой пористостью [15].

На рис. 8-9 представлены результаты акустической эффективности экрана с учётом влияния земли для октавной полосы со среднегеометрическими частотами 31,5-4000 Гц. Результаты представлены для двух значений высот источника шума и расчётной точки над уровнем земли: 0,2 и 1 м. Высота экрана составляет 2 м. Для сравнения на график добавлена кривая акустической эффективности экрана без учёта влияния земли.

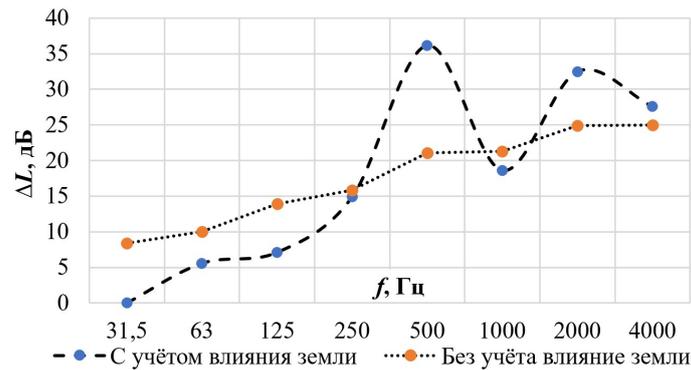


Рис. 8. Акустическая эффективность экрана для среднегеометрических частот 31,5-4000 Гц с учетом и без учёта влияния земли (высота расположения ИШ – 0,2 м, РТ – 0,2 м)

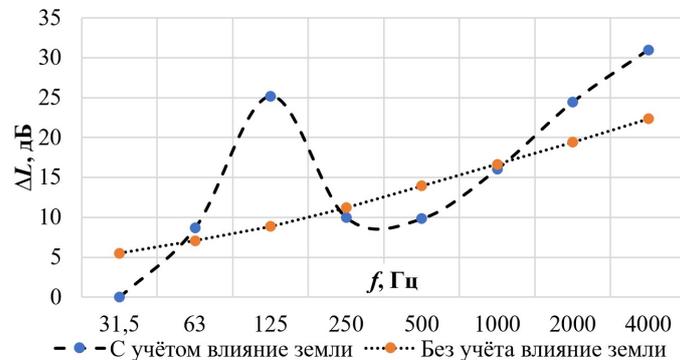


Рис. 9. Акустическая эффективность экрана для среднегеометрических частот 31,5-4000 Гц с учетом и без учёта влияния земли (высота расположения ИШ – 1 м, РТ – 1 м)

При отсутствии отражения от земли затухание шума на экране неуклонно растёт с увеличением частоты. При учёте влияния земли к спектру добавляются дополнительные помехи. В данном случае интерференция вызвана волнами, достигающими точки наблюдения (расчётной точки) двумя разными путями: непосредственно от экрана или путем отражения от земли. К примеру, при расположении ИШ и РТ на высоте 0,2 м, на среднегеометрических частотах 500, 2000 и 4000 Гц наблюдается явление деструктивной интерференции, а акустическая эффективность экрана с учётом влияния земли растёт по сравнению с результатами без её учета. Напротив, на среднегеометрических частотах 31,5-250 и 1000 Гц наблюдается конструктивная интерференция, которая снижает акустическую эффективность экрана с учётом влияния земли на 2-8 дБ по сравнению с затуханием шума без учёта земли.

На рис. 10 представлено изменение акустической эффективности экрана от высоты для октавной полосы со среднегеометрическими частотами 31,5-4000 Гц с учетом влияния земли. Расстояние от ИШ до экрана и от экрана до РТ составляет 2 м.

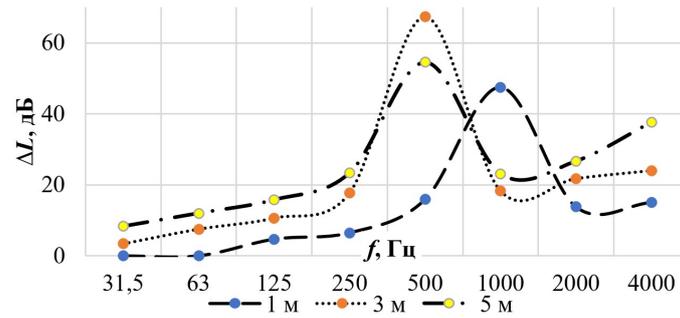


Рис. 10. Акустическая эффективность экрана для среднегеометрических частот 31,5-4000 Гц при его различных высотах

Определено, что при изменении высоты экрана от 1 до 5 м характер изменения кривой акустической эффективности на среднегеометрических частотах 31,5-250 Гц соответствует результатам, полученным по формуле Курце. Однако, из-за влияния земли и явления деструктивной интерференции, на среднегеометрических частотах 500-1000 Гц наблюдаются резкий прирост акустической эффективности. Причем для экрана высотой 1 м максимальное значение затухания шума наблюдается на среднегеометрической частоте 1000 Гц и составляет 47 дБ. Для экрана высотой 3 и 5 м значения максимальной акустической эффективности наблюдаются на среднегеометрической частоте 500 Гц и составляют 54 и 67 дБ соответственно. Для более наглядной оценки на рис. 11 показано изменение эффективности экрана от его высоты для среднегеометрических частот 125, 1000, 2000 и 4000 Гц.

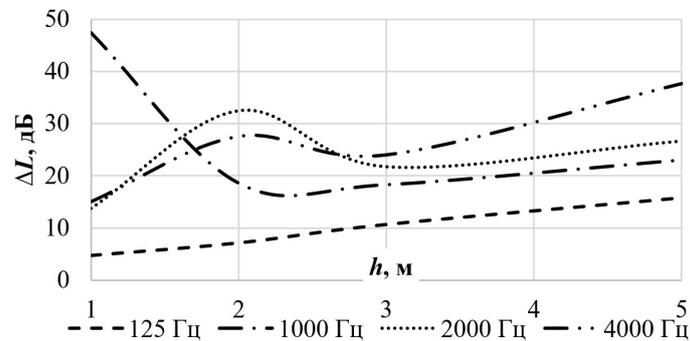


Рис. 11. Акустическая эффективность экрана от высоты для среднегеометрических частот 125, 1000, 2000 и 4000 Гц

Для среднегеометрической частоты 125 Гц увеличение высоты экрана от 1 до 5 м приводит к росту затухания шума. Однако, для среднегеометрических частот 1000, 2000, 4000 Гц изменение эффективности экрана от высоты имеет более сложный характер. Например, для среднегеометрической частоты 1000 Гц максимальная эффективность наблюдается на высоте 1 м. Изменение высоты до 2 м приводит к резкому снижению затухания шума. Однако при дальнейшем росте высоты до 5 м эффективность экрана снова растёт. Таким образом, изменение акустической эффективности экрана от высоты с учётом опорной поверхности имеет сложный характер, который вследствие отражения от земли характеризуется резкими приростами затухания шума на различных частотах.

Изменение эффективности экрана при различных высотах расположения источника шума над землей представлено на рис. 12. Высота расположения источника шума изменяется от 0,2 до 2 м. Расчётная точка расположена на высоте 0,2 м. Расстояние ИШ и РТ до экрана равно 2 м.

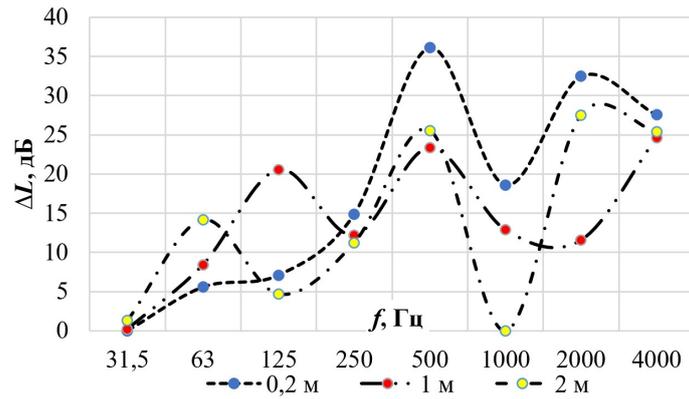


Рис. 12. Акустическая эффективность экрана для среднегеометрических частот 31,5-4000 Гц при различных высотах расположения ИШ над землей

Изменение кривых эффективности экрана при различной высоте расположения источника шума также имеет немонотонный характер. Максимальная эффективность экрана в диапазоне среднегеометрических частот 250-4000 Гц наблюдается при высоте источника шума, равной 0,2 м над уровнем земли. На среднегеометрической частоте 125 Гц большая эффективность наблюдается при высоте расположения ИШ 1 м, на среднегеометрической частоте 63 Гц – при высоте 2 м. На среднегеометрической частоте 31,5 Гц затухания шума на экране примерно одинаковы и не зависят от высоты расположения источника шума.

Далее выполнено сравнение акустической эффективности экрана при различных акустических свойствах опорных поверхностей, в качестве которых рассматриваются твердая, пористая и смешанная поверхности [15]. Акустические характеристики опорной поверхности заданы с помощью коэффициента звукопоглощения, который меняется от 0,1 до 0,9. Высота расположения источника шума и расчетной точки составляет 0,2 м. Расстояние от ИШ и РТ до экрана, и высота экрана равны 2 м.

Результаты моделирования акустической эффективности экрана при различных опорных поверхностях представлены на рис. 13. Определено, что в диапазоне среднегеометрических частот 250-2000 Гц максимальной акустической эффективностью обладает экран, расположенный на твердой поверхности. На среднегеометрических частотах 31,5-125 и 4000 Гц значения затухания шума на экране примерно одинаковы и не зависят от вида опорной поверхности. Примечательно, что при пористой поверхности вследствие уменьшения отражения волн от земли кривая акустической эффективности имеет монотонный характер.

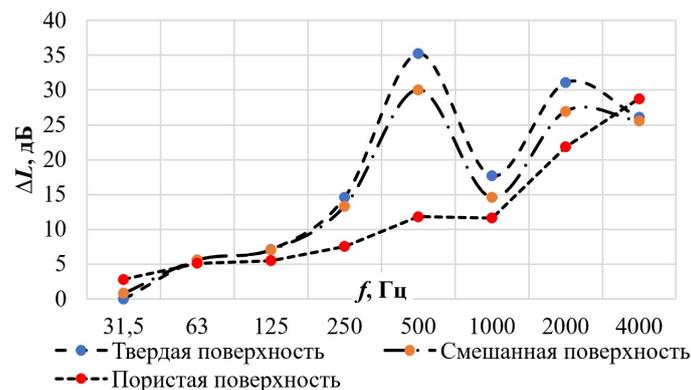


Рис. 13. Акустическая эффективность экрана при различных опорных поверхностях

В целях визуализации результаты расчётов при различных свойствах опорной поверхности представлены в виде изолиний изменения уровня звукового давления на среднегеометрической частоте 4000 Гц (рис. 14).

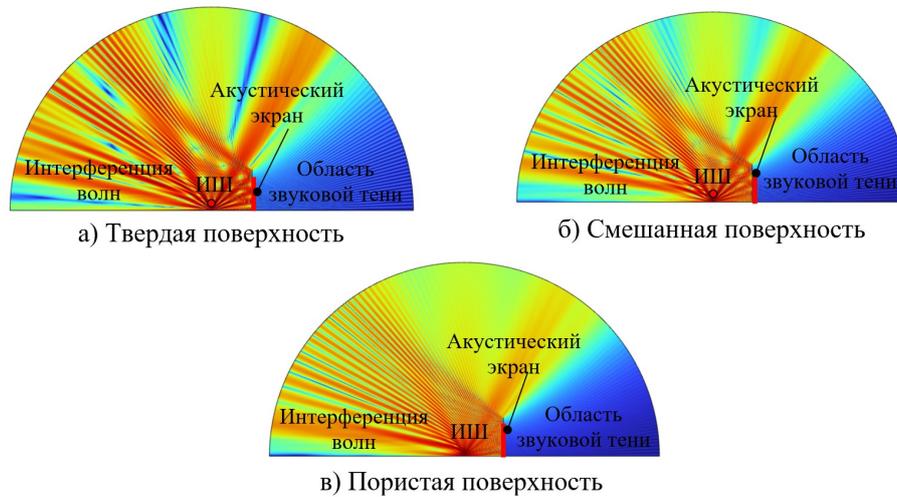


Рис. 14. Изменение УЗД на среднегеометрической частоте 4000 Гц

Из приведенных результатов видно, что при твердой поверхности заметно увеличивается отражение звука от земли, вследствие чего интерференционная картина при наличии акустического экрана заметно усложняется. При пористой поверхности отражение звука в основном происходит только от акустического экрана. Приведенные результаты необходимо учитывать при проектировании мероприятий по снижению шума различных источников.

Заключение

Выполнена верификация расчётной модели акустического экрана в программе COMSOL Multiphysics с результатами расчёта по формуле Курце. Максимальная разница между расчётными данными не превышает 2 дБ, что подтверждает высокую сходимость численного и аналитического расчётов.

Показано, что при учёте влияния опорной поверхности наблюдаются явления конструктивной и деструктивной интерференции, которые существенно влияют на затухание шума. Получены зависимости затухания шума на экране при его различных высотах и различных высотах расположения источника шума над землей. Определено, что изменение акустической эффективности экрана как от его высоты, так и высоты расположения источника шума имеет сложный характер, который вследствие отражения от опорной поверхности характеризуется резкими изменениями затухания шума на различных среднегеометрических частотах.

Из анализа влияния различных видов опорной поверхности на эффективность экрана получено, что максимальной акустической эффективностью обладает экран, расположенный на твердой поверхности. Приведенные результаты необходимо учитывать при проектировании мероприятий по снижению шума.

**Работа выполнена в рамках проекта «Повышение эффективности мер по снижению шума вентиляторных градирен» при поддержке гранта НИУ «МЭИ» на реализацию программы научных исследований «Приоритет 2030: Технологии будущего» в 2022-2024 гг.».*

Список литературы

1. Иванов Н.И. Защита от шума и вибрации: учебник / Н.И. Иванов // СПб.: НИЦ АРТ., 268 с, 2017.
2. Тупов В.Б. Факторы физического воздействия ТЭС на окружающую среду. М.: МЭИ, 284 с, 2012.
3. Акустические экраны для снижения шума от энергетического оборудования / Тупов В.Б., Семин С.А., Тупов Б.В., Тараторин А.А., Розанов Д.А. // Электрические станции, 2016, №10, с. 48-52.
4. Тюрина Н.В., Бобровских В.П. Новые методики расчета эффективности акустических экранов // Защита населения от повышенного шумового воздействия: Сб. докладов Всерос. науч.-практ. конф. с международным участием. СПб., 2015. С. 323–325
5. Акустические экраны для снижения шума в жилой застройке / Иванов Н.И., Семенов Н.Г., Тюрина Н.В. // Приложение к журналу «Безопасность жизнедеятельности». 2012, №4, с. 1-24.
6. Безверхая Е.А., Чеботарева Е.Ю. Анализ методик расчёта эффективности шумозащитных экранов // Noise. Theory and Practice, № 2(12), 2018, с. 30-39.
7. D. Saliunas, V. Volkovas. Investigation of noise barriers enhancement efficiency for attenuation of low frequency traffic noise // Mechanika, 2015 Volume 21(1), ISSN 1392-1207, pp. 56-63.
8. Patrick Grahn, Mads Herring Jensen. Optimizing noise barriers with COMSOL Multiphysics // AKUSTIIKKARÄIVÄT 2019, Lokakuuta, Oulu, pp. 346-355.
9. Numerical analysis of transmission loss through various noise barrier / Kuan Lin Jie, Teoh Choe Yung, Ko Ying Hao, Goh Yeh Huann // Proceedings of the International Conference on Vibration, Sound and System Dynamics, Penang, 2017, pp. 60-64.
10. В.А. Кулькина, А.И. Комкин, А.И. Быков. Исследование акустических характеристик шумозащитных экранов // Четвертая Всероссийская конференция молодых ученых и специалистов Акустика среды обитания (АСО), МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2019, с. 99-107.
11. Д.Е. Непряхин. Исследование акустической эффективности шумозащитного экрана при наличии подстилающей поверхности // Шестая Всероссийская конференция молодых ученых и специалистов Акустика среды обитания (АСО), МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2021, с. 208-213.
12. Samaneh M.B. Fard, Nicole Kessissoglou, Stephen Samuels, Marion Burgess. Numerical study of noise barrier designs // Proceedings of Acoustics 2013 – Victor Harbor, Australia, 2013, pp. 1-4.
13. ГОСТ 33329-2015. Межгосударственный стандарт. Экраны акустические для железнодорожного транспорта. Технические требования // Принят: Росстандартом 10.09.2015.
14. СП 276.1325800.2016. Свод правил. Здания и территории. Правила проектирования защиты от шума транспортных потоков // Принят: Министерством строительства и жилищно-коммунального хозяйства Российской Федерации 03.12.2016.
15. ГОСТ 31295.2–2005 (ИСО 9613–2:1996) Шум. Затухание звука при распространении на местности.

References

1. Ivanov N.I. Protection from noise and vibration: textbook / N.I. Ivanov // St. Petersburg: SIC ART., 268 pp., 2017.
2. Tupov V.B. Factors of physical impact of thermal power plants on the environment. Moscow: MEI, 284 pp., 2012.
3. Acoustic barriers for noise reduction from power equipment / Tupov V.B., Semin S.A., Tupov B.V., Taratorin A.A., Rozanov D.A. // Electric stations, No. 10, pp. 48-52, 2016.
4. Tyurina N.V., Bobrovskikh V.P. New methods for calculating the effectiveness of acoustic barriers // Protection of the population from increased noise exposure: Collection of reports of the All-Russian Scientific and Practical Conference with international participation. SPb., 2015. pp. 323–325.
5. Acoustic barriers for noise reduction in residential buildings / Ivanov N.I., Semenov N.G., Tyurina N. V. // Appendix to the journal "Life safety". 2012, No.4, pp. 1-24.
6. Bezverkhaya E.A., Chebotareva E.Yu. Analysis of methods for calculating the effectiveness of noise-proof barriers // Noise. Theory and Practice, No. 2(12), 2018, pp. 30-39.
7. D. Saliunas, V. Volkovas. Investigation of noise barriers enhancement efficiency for attenuation of low frequency traffic noise // Mechanika. 2015 Volume 21(1), ISSN 1392-1207, pp. 56-63.
8. Patrick Grahn, Mads Herring Jensen. Optimizing noise barriers with COMSOL Muliphysics, AKUSTIIKKAPÄIVÄT 2019, Lokakuuta, Oulu, pp. 346-355.
9. Numerical analysis of transmission loss through various noise barrier / Kuan Lin Jie, Teoh Choe Yung, Ko Ying Hao, Goh Yeh Huann // Proceedings of the International Conference on Vibration, Sound and System Dynamics, Penang, 2017, pp. 60-64.
10. V.A. Kulkina, A.I. Komkin, A.I. Bykov. Research of acoustic characteristics of noise-proof barriers // The Fourth All-Russian Conference of young scientists and specialists Acoustics of the habitat (ASO), Bauman Moscow State Technical University, 2019, pp. 99-107.
11. D.E. Nepryakhin. Investigation of acoustic efficiency of a noise-proof barrier in the presence of an underlying surface // Sixth All-Russian Conference of Young Scientists and specialists Acoustics of the habitat (ASO), 2021, pp. 208-213.
12. Samaneh M.B. Fard, Nicole Kessissoglou, Stephen Samuels, Marion Burgess. Numerical study of noise barrier designs // Proceedings of Acoustics 2013 – Victor Harbor, Australia, 2013, pp. 1-4.
13. GOST 33329-2015. Interstate standard. Acoustic screens for railway transport. Technical requirements // Accepted by: Rosstandart on 10.09.2015.
14. SP 276.1325800.2016. Set of rules. Buildings and territories. Rules for the design of traffic noise protection.
15. GOST 31295.2–2005 (ISO 9613–2:1996) Noise. Sound attenuation during propagation on the ground.

УДК: 534.836.2
OECD: 1.03 AA

Влияние снижения шума в зонах дорожного сервиса автодорог на риски возникновения ДТП

Абрамов А.Н.¹, Гогиберидзе О.Е.², Элькин Ю.И.^{3*}

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

^{1,2,3} кафедры техносферной безопасности, Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), г. Москва, РФ

Аннотация

В статье поднимается проблема шумового загрязнения на территории площадок отдыха водителей на автодорогах различных категорий. Площадки отдыха могут быть как отдельным элементом придорожной инфраструктуры, так и составной частью многофункциональных зон дорожного сервиса (МЗДС). В настоящее время площадки отдыха не оборудованы средствами защиты от транспортного шума, повышенный уровень которого затрудняет полноценный отдых водителей. Очевидно, что данное обстоятельство повышает утомление водителей в процессе движения, тем самым увеличивая вероятность возникновения дорожно-транспортных происшествий (ДТП). В статье предлагается защищать площадки отдыха и МЗДС с помощью шумозащитных экранов, установка которых позволит повысить качество отдыха (в том числе и краткосрочного) водителей. При этом для шумовой защиты конкретной МЗДС (автомагистраль М-4 Дон) предложен экран высотой 3 м, и проведен расчет его акустической эффективности. Также в статье, в первом приближении, приведена оценка снижения риска возникновения ДТП за счет уменьшения уровня транспортного шума на площадках отдыха водителей.

Ключевые слова: уровень транспортного шума, многофункциональная зона придорожного сервиса, площадка отдыха водителей, шумозащитный экран, утомление водителей, безопасность дорожного движения, дорожно-транспортное происшествие.

The influence of noise reduction in the highway areas of road service on the risks of accidents

Abramov A.N.¹, Gogiberidze O.E.², Elkin Yu.I.^{3*}

^{1,2} PhD, associate professor ³ DSc, professor

^{1,2,3} Department of Technosphere Safety, Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI), Moscow, Russia

Abstract

The article discusses the problem of noise pollution on the territory of driver's recreation areas on roads of various categories. Recreation areas can be both a separate element of roadside infrastructure and an integral part of multifunctional road service areas (MRSA). Recreation areas are not equipped with means of protection against traffic noise, the increased level of which makes it difficult for drivers to have a good rest. Obviously, this circumstance increases driver overwork while driving, thereby increasing the likelihood of road traffic accidents. The article proposes to protect recreation areas and MRSA with the help of noise protection screens, the installation of which will improve the quality of rest (including short-term) of drivers. At the same time, for the noise protection of a specific MRSA (M-4 Don highway), a screen with a height of 3 m was

*E-mail: elkin@mail.ru (Элькин Ю.И.)

proposed, and its acoustic efficiency was calculated. Also, in the article, as a first approximation, an assessment of reducing the risk of road accidents by reducing the level of traffic noise at the rest areas of drivers is given.

Keywords: traffic noise level, multifunctional roadside service area, driver's rest area, noise protection screen, driver overwork, traffic safety, road traffic accident.

Введение

Акустическое воздействие транспортных потоков – одна из важнейших проблем охраны среды обитания человека, решаемых при проектировании объектов транспортного строительства.

В районах прохождения крупных автомагистралей транспорт, как правило, является основным источником шума, что в большинстве случаев требует разработки шумозащитных мероприятий не только для мест постоянного пребывания человека, то есть жилой застройки [1, 2], но и, видимо, для мест его временного нахождения в процессе жизнедеятельности. К временным местам нахождения человека, очевидно, можно отнести как многофункциональные зоны дорожного сервиса (МЗДС) с местами для отдыха и стоянки, так и отдельные площадки отдыха на автодорогах различных категорий.

На этих объектах должен быть обеспечен качественный рекреационный потенциал для отдыха различной длительности водителей как грузовых автомобилей и автобусов (профессионалы), так и личных легковых автомобилей (любители).

К сожалению, повышенный уровень транспортного шума затрудняет полноценный отдых водителей, что повышает нервнопсихическую (психоэмоциональную) нагрузку на организм человека, тем самым увеличивая вероятность дорожно-транспортного происшествия (ДТП) в процессе управления автомобилем.

1. Многофункциональные зоны дорожного сервиса

Многофункциональные зоны дорожного сервиса автомобильных дорог – это здания, строения, сооружения, иные объекты, предназначенные для обслуживания участников дорожного движения по пути следования (автозаправочные станции, автостанции, автовокзалы, гостиницы, кемпинги, мотели, пункты общественного питания, станции технического обслуживания, подобные объекты), а также необходимые для их функционирования места отдыха и стоянки транспортных средств.

В России на дорогах «Росавтодора» открыто в настоящее время 133 МЗДС, а 312 – проектируются или находятся на этапе строительства, к тому же до 2030 года будет размещено еще 754 подобных объекта [3]. МЗДС подразделяются на три типа – в зависимости от «универсальности» их функционального назначения, при этом каждый тип, в свою очередь, подразделяется еще на четыре подтипа. Обозначение типов и подтипов при классификации многофункциональных зон дорожного сервиса приведена в таблице 1 [4].

Также в зависимости от мощности/производительности МЗДС принято делить их на четыре категории: от первой (свыше 35 тыс. автомобилей в сутки) до четвертой (менее 5 тыс. автомобилей в сутки).

Таблица 1

Классификация многофункциональных зон дорожного сервиса

ТИП А (автозаправочная станция, площадка отдыха)	ТИП Б (автозаправочная станция, площадка отдыха, пункт общественного питания, станция технического обслуживания)	ТИП В (автозаправочная станция, площадка отдыха, пункт общественного питания, станция технического обслуживания, мотель)
Тип «А»	Тип «Б»	Тип «В»
А-1	Б-1	В-1
А-2	Б-2	В-2
А-3	Б-3	В-3
А-4	Б-4	В-4

2. Влияние усталости человека на безопасность дорожного движения

2.1. Легковые автомобили

Федерация автомобильных клубов Северной Америки (American Automobile Association – «ААА») исследовала влияние усталости водителей на вероятность попадания в дорожно-транспортное происшествие (ДТП) [5]. На протяжении нескольких месяцев в исследованиях участвовало более 3500 добровольцев-водителей, автомобили которых были оснащены видеокамерами. Установлено, что усталые водители несут ответственность за одну из 10 аварий на дороге. При этом отмечается, что сонные водители являются «недооцененной проблемой», так как они ставят под угрозу не только свою жизнь, но и жизнь и здоровье других участников дорожного движения. За время проведения наблюдений 3500 добровольцев-водителей попали в ДТП около 700 раз. Усталость водителей являлось сопутствующим фактором в 9,5% этих аварий, что гораздо больше чем считалось в ранее выполненных исследованиях (не более 1-2%). Согласно опросу «ААА» (январь 2018 г.) 29% водителей признались в том, что им нередко приходилось ездить за рулем в состоянии крайней усталости, когда глаза «просто слипаются». Следует отметить, что почти 70% «сонных» аварий проходили днем, и в половине из них участвовали водители возрастом от 16 до 28 лет. Установлено, что всего два-три часа недосыпа более чем в четыре раза увеличивают риск аварии, а сонный водитель почти не отличается от нетрезвого [5].

2.2. Грузовые автомобили

Исследования, проведенные группой экспертов из Международного союза автомобильного транспорта (International Road Transport Union – «IRU»), определили причины ДТП с участием грузовых автомобилей, а также других участников дорожного движения в Евросоюзе [6]. Всего эксперты исследовали 624 дорожно-транспортных происшествия. Анализ этих ДТП показал, что причиной 85,2% всех аварий является человеческий фактор (вина водителя грузовика, вина водителя легкового автомобиля, вина пешехода и т.д.). Среди других причин ДТП (с соответствующими весовыми коэффициентами, %) были выявлены следующие: погодные условия – 4,4%, инфраструктура – 5,1%, техническая неисправность транспортных средств – 5,3% (рисунки 1).

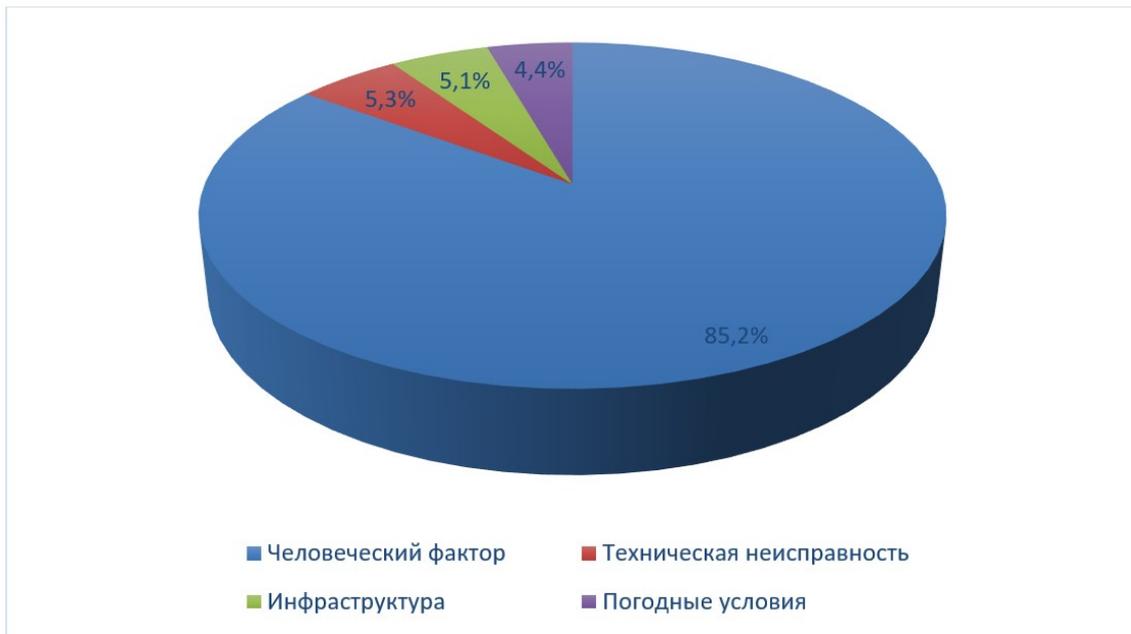


Рис. 1. Основные причины ДТП с участием грузовых автомобилей в Евросоюзе

Следует отметить, что здесь термин «участие грузового автомобиля» не идентичен понятию «вина грузового автомобиля» в ДТП. Например, водители грузовиков являются виновниками вышеуказанных аварий по причине человеческого фактора (85.2% всех ДТП) только в 25% случаев. Далее все виды аварий были разделены на 5 конфигураций, а именно [6]:

- 1-я конфигурация ДТП: авария на перекрестке;
- 2-я конфигурация ДТП: авария в пробке;
- 3-я конфигурация ДТП: авария из-за выезда на другую полосу движения;
- 4-я конфигурация ДТП: авария из-за нарушения маневра при обгоне;
- 5-я конфигурация ДТП: авария с участием одного грузовика.

Для каждой конфигурации экспертами были выявлены причины возникновения ДТП с соответствующими весовыми коэффициентами.

Для цели данной работы из всех возможных причин ДТП во всех пяти конфигурациях наибольший интерес представляют «усталостные» причины, а именно:

- невнимательность водителей;
- переутомление/сонливость водителей.

По мнению авторов настоящей статьи, именно эти причины ДТП могут быть обусловлены затруднением полноценного отдыха водителей в процессе дальних поездок за счет воздействия повышенного уровня транспортного шума на МЗДС.

При этом, если такая причина (фактор) ДТП как «переутомление/сонливость» однозначно обусловлена нарушениями полноценного отдыха/сна водителей, то фактор «невнимательность» требует, по нашему мнению, использования понижающего весового коэффициента, равного 80%.

Действительно, фактор «невнимательность», как причина ДТП, может определяться не только нервнопсихическим состоянием усталых водителей, но и, например, разговорами по мобильному телефону, работой с навигатором, курением и т.п. в процессе управления автомобилем.

С учетом предложенных авторами статьи допущений и результатов исследований экспертов Евросоюза [6] были определены весовые коэффициенты причин ДТП (то есть

коэффициенты вклада в причинно-следственную связь) по всем пяти конфигурациям для двух выбранных факторов: «переутомление/сонливость» и «невнимательность» (таблица 2).

Таблица 2

Весовые коэффициенты причин ДТП по факторам «невнимательность» и «переутомление/сонливость»

Причины (факторы)	Конфигурация / весовые коэффициенты (%)					
	1-я	2-я	3-я	4-я	5-я	Ср.знач.
Невнимательность (с учетом 80%)	2,1	10,2	2,4	0	6,7	4,28
Переутомление/сонливость	0	2,3	1,5	8,8	18,6	6,24

Анализируя данные из отчета экспертов «IRU» [6], можно определить суммарные значения весовых коэффициентов «усталостных» причин ДТП (факторы «невнимательность» + «переутомление/сонливость»), которые представлены на рисунке 2 (также для всех пяти конфигураций).

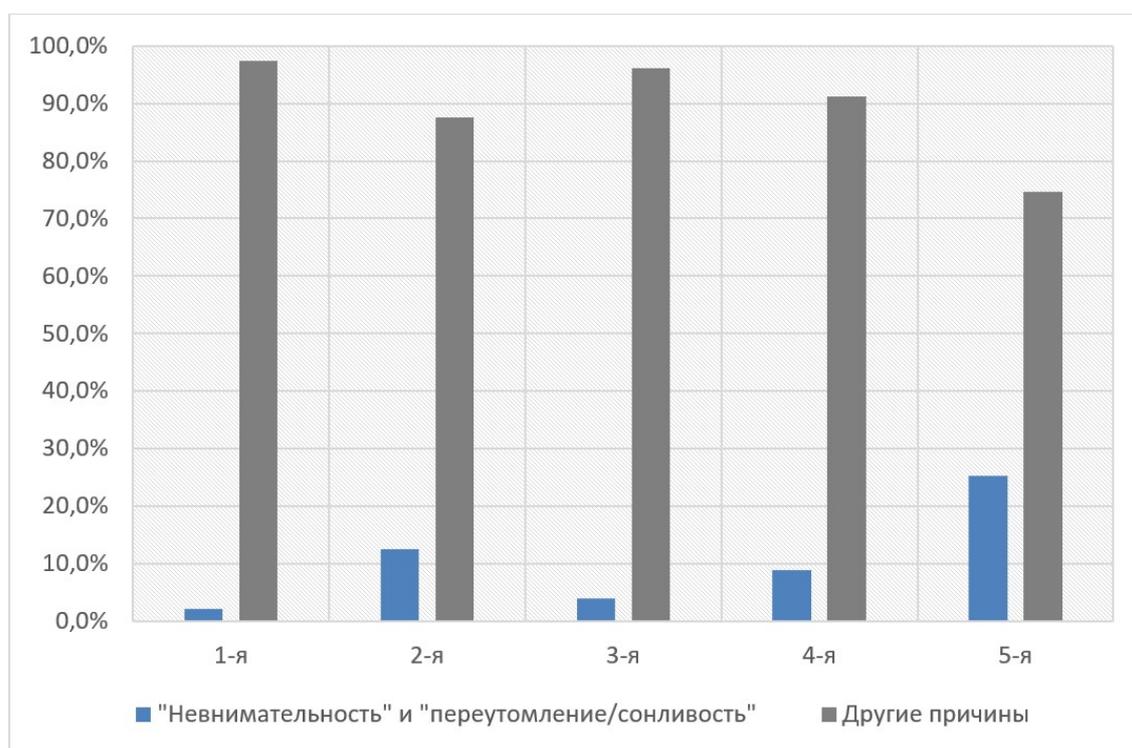


Рис. 2. Коэффициенты вклада (%) «усталостных» и других причин ДТП с грузовыми автомобилями в Евросоюзе

При этом было установлено, что усталость или сонливость водителей были причиной аварии в 9,4% случаев; более трети из которых было с летальным исходом (общее количество исследуемых ДТП – 624).

Также по фактору «переутомление» в аварию попадают грузовик и еще одно транспортное средство в 68% случаев, а только один грузовик – в 29% случаев.

По времени суток (с разбивкой по часам) большинство аварий происходило в середине ночи (2:00 - 3:00), когда циклические колебание интенсивности биологических процессов в организме (биоритмы) водителя были в самой низшей точке, а также в

середине дня (15:00 - 16:00), то есть почти в конце рабочего дня при, как правило, раннем выезде на маршрут.

По «инфраструктурному» делению автодорог основная доля ДТП из-за переутомления водителей (почти 90%) происходила на автомагистралях или дорогах между городами; в самих же городах (видимо, благодаря отсутствию монотонности движения, а именно: необходимость ориентирования, ограничения скорости, наличие перекрестков, светофоров, пешеходных переходов и т.п.) такие аварии происходят крайне редко [6, 7].

При этом анализ причин ДТП проводится только на основании обследования места происшествия или на свидетельских показаниях водителей и очевидцев. Учитывая, что, к тому же, существуют различные стадии переутомления – от небольшой усталости до засыпания [7], можно предположить достаточную сложность доказательства указанной причины аварии.

Таким образом, обобщив и проанализировав вышеуказанные данные, были сделаны следующие выводы:

- можно предположить, что основной причиной возникновения «усталостных» факторов, вызывающих ДТП, являются нарушения полноценного отдыха/сна водителей (и профессионалов, и любителей) из-за повышенного уровня транспортного шума на МЗДС и отдельных площадках отдыха;

- принято, что «усталостный» фактор есть обобщенный показатель суммы двух факторов возникновения ДТП – «невнимательность» и «переутомление/сонливость», при этом, если весовой коэффициент фактора «переутомление/сонливость» принимается за 100% по статистическим данным отчетов [5, 6], то для весового коэффициента фактора «невнимательность» дополнительно используется понижающий множитель 80% (0,8);

- установлено, что весовые коэффициенты причин возникновения ДТП по фактору «невнимательность» находятся в диапазоне от 0% до 10,2% (со средним значением 4,28% по всем пяти конфигурациям, с максимумом 10,2% во 2-й конфигурации), по фактору «переутомление/сонливость» – от 0% до 18,6% (среднее – 6,24% с максимумом 18,6% в 5-й конфигурации), а сумма весовых коэффициентов этих факторов, то есть величина «усталостного» фактора, составит 2,1% – 25,3% (среднее – 10,52%);

- следовательно, для уменьшения вероятности (риска) возникновения ДТП по причине «усталостных» факторов необходимо обеспечить снижение уровня транспортного шума на МЗДС и площадках отдыха путем установки шумозащитных экранов (ШЗЭ).

3. Оценка снижения транспортного шума в многофункциональных зонах дорожного сервиса при установке шумозащитного экрана (ШЗЭ)

Для оценки снижения транспортного шума в МЗДС необходимо провести расчет шумовой характеристики транспортного потока (ШХТП), параметров ШЗЭ и эквивалентных уровней звука (УЗ) в расчетных точках (РТ) на площадках отдыха многофункциональных зон. В качестве объекта исследования был выбран участок трассы М-4 Дон (км 777 – км 933), на котором будут размещены 10 многофункциональных зон дорожного сервиса, для расчетов была выбрана правая (от Москвы) часть МЗДС на 863 км (рисунки 3). Разработанные рекомендации будут аналогичны и для левой части этой МЗДС.

Указанный расчет будем проводить согласно подходам и положениям, изложенным в СП 276.1325800.2016 [8] и в ОДМ 218.2.013 – 2011 [9]. По прогнозируемым данным на 2021 и 2031 года интенсивность транспортного потока на данном участке автомагистрали М-4 составит [10]:

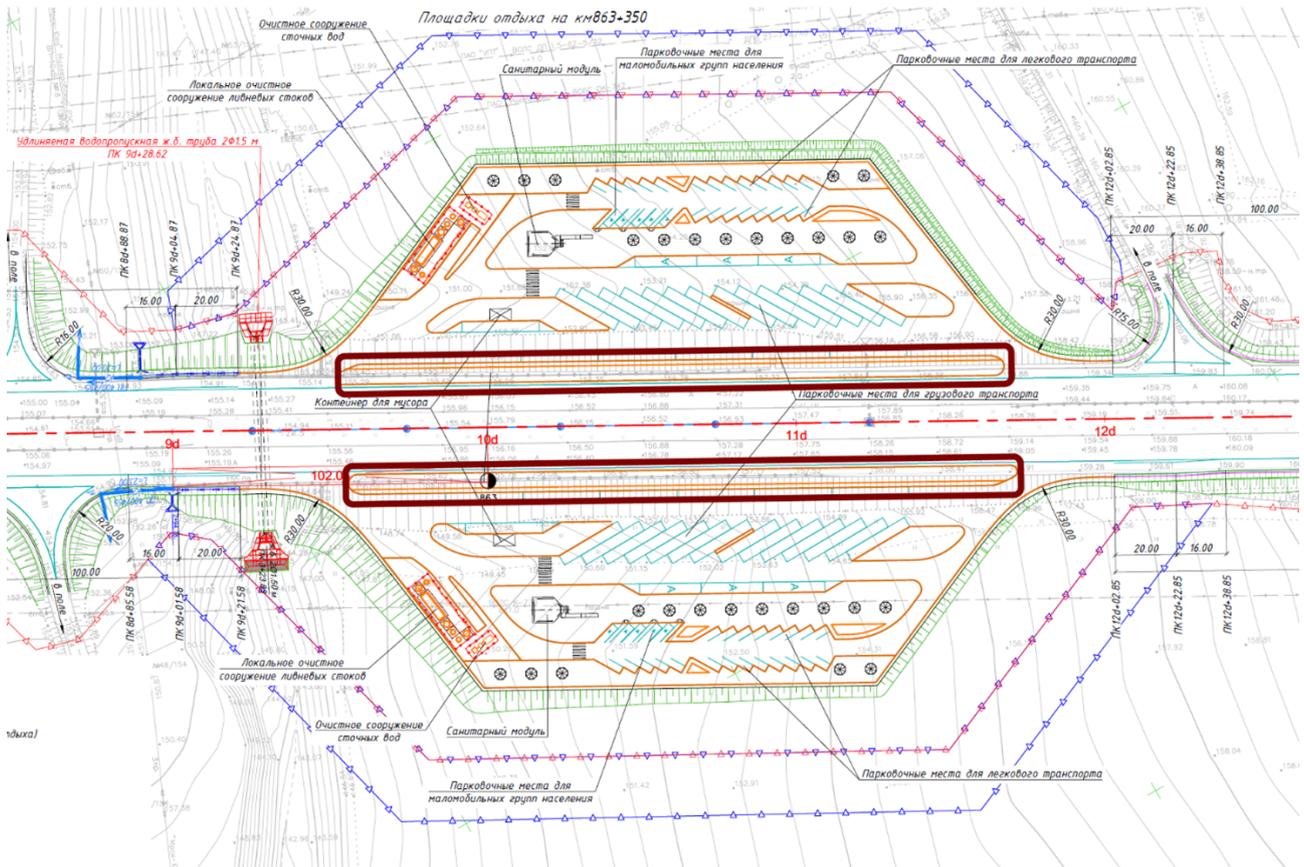


Рис. 3. План проектируемой МЗДС на 863 км трассы М-4 Дон

- 2021 г. – 62 тыс. прив. ед./сут.;
- 2031 г. – 79 тыс. прив. ед./сут.

Состав движения при бесплатной системе проезда:

- грузовые а/м – 37%;
- легковые а/м – 63%.

Состав движения при платной системе проезда:

- грузовые а/м – 42%;
- легковые а/м – 58%.

Как видно из приведенных результатов, интенсивность движения транспортных средств высокая, при этом в составе транспортного потока преобладают легковые автомобили (58-63%).

ШХТП в виде эквивалентного уровня звука ($LA_{экв7,5}$) в 7,5 м от оси ближней полосы для дорог, подлежащих реконструкции, рассчитывается по формуле [8, 9]:

$$L_{Ampn 7,5} = 50 + 8,8 \cdot \lg N, \text{ дБА},$$

где N – расчетная интенсивность движения, авт./ч, в дневной или ночной периоды времени, определяемая:

$$\begin{aligned} N_D &= 0,076 N_{сут}, \text{ авт./ч}, \\ N_N &= 0,039 N_{сут}, \text{ авт./ч}, \end{aligned}$$

где $N_{д,н}$ – расчетная интенсивность движения, авт./ч, за час наиболее интенсивного движения в дневное (с 7:00 до 23:00) и ночное (с 23:00 до 7:00) время соответственно; $N_{сут}$ – среднегодовая суточная интенсивность движения, авт./сутки.

$$\begin{aligned}
 N_{\text{Д}} &= 0,076 \cdot 62000 = 4712 \text{ авт/ч,} \\
 N_{\text{Н}} &= 0,039 \cdot 62000 = 2418 \text{ авт/ч,} \\
 L_{\text{Атрп7,5д}} &= 50 + 8,8 \cdot \lg 4712 = 82,3 \text{ дБА,} \\
 L_{\text{Атрп7,5н}} &= 50 + 8,8 \cdot \lg 2418 = 79,8 \text{ дБА,} \\
 L_{\text{Атрп7,5сред.}} &= \frac{(82,3 + 79,8)}{2} = 81,1 \text{ дБА.}
 \end{aligned}$$

Снижение УЗ, дБА, шумозащитным экраном на пути звуковых лучей от автомобильной дороги к РТ рассчитывается по формуле:

$$\Delta L_{\text{экр}} = 18,2 + 7,8 \cdot \log(\delta + 0,02), \text{ дБА,}$$

где $\Delta L_{\text{экр}}$ – снижение шума экраном, дБА.

Акустическая эффективность ШЗЭ зависит от разности длин путей звукового луча δ :

$$\delta = a + b - c,$$

где δ – разность длин путей звукового луча, м; a – кратчайшее расстояние между акустическим центром автотранспортного потока и верхней кромкой экрана, м;

b – кратчайшее расстояние от верхней кромки экрана до РТ, м;

c – кратчайшее расстояние от акустического центра автотранспортного потока до РТ, м.

Высоту РТ и высоту акустического центра транспортного потока принимаем равными 1 м.

Высота предложенного в статье ШЗЭ $h_{\text{экр}} = 3$ м, а его длина $l_{\text{экр}} = 210$ м согласно размерам проектируемой МЗДС.

Следовательно, расчетная акустическая эффективность ШЗЭ составляет:

$$\Delta L_{\text{экр}} = 18,2 + 7,8 \cdot \log(0,43 + 0,02) = 15,5 \text{ дБА.}$$

Таким образом, данный экран позволит снизить уровень транспортного шума в РТ МЗДС на 863 км трассы М-4 до 66,8 дБА в дневное время и до 64,3 дБА в ночное время (среднее значение – 65,6 дБА).

Авторы использовали более «жесткий» подход для дальнейшей оценки снижения рисков ДТП, так как в статье рассматривается снижение уровня шума только посредством предлагаемого экрана, но не учитывается очевидное снижение за счет звукоизоляции кабин автотранспортных средств, в которых отдыхают/спят водители. При этом звукоизоляция кабин может достигать (при закрытых окнах) 25-30 дБА [11].

4. Оценка снижения риска возникновения ДТП за счет установки шумозащитного экрана вдоль МЗДС

В настоящее время единственным нормативным документом, позволяющим оценить риски здоровью населению (человека) от воздействия транспортного шума, являются, пожалуй, Методические рекомендации МР 2.1.10.0059-12 [12] с аналогичным названием.

Указанные рекомендации определяют виды нарушений здоровья (нервная система, система кровообращения, болезни уха и сосцевидного отростка) населения (то есть людей, проживающих в какой-либо жилой застройке) от воздействия транспортного

шума в дневное (7:00 – 23:00, норматив по эквивалентному уровню звука – 40 дБА) и ночное (23:00 – 7:00, норматив – 30 дБА) время.

Под населением в [12], очевидно, понимаются люди, которые не находятся на своих рабочих местах. С учетом цели данной статьи к подобным категориям можно также отнести и водителей (как любителей, так и профессионалов), не участвующих в интересующем нас периоде времени в дорожном движении, то есть отдыхающих в рекреационных зонах МЗДС.

По поводу дневного и ночного времени можно предположить, что понятие «отдых водителей» (независимо от времени суток) будет, по сути, идентичен понятию «ночное время» для населения, так как эти временные интервалы предназначены для полноценного отдыха/сна. Действительно, согласно нормам времени управления транспортными средствами и отдыха [13] время управления не должно превышать 9 ч. в течении периода, не превышающего 24 ч. с момента начала вождения; при этом не позднее 4,5 ч. с момента начала управления транспортным средством водитель обязан сделать перерыв для отдыха не менее 45 мин.

Следовательно, в отличие от населения, для водителей формальное «ночное» время, то есть время для отдыха/сна (с соответствующими нормами по шуму), может быть фактически «дневным» временем, в том числе вне промежутка 23:00 – 7:00 ч.

Таким образом, для нашей цели допустимо воспользоваться подходами, изложенными в [12] только для нервной системы, то есть для нарушений полноценного отдыха/сна водителей на МЗДС из-за повышенного (по сравнению с «ночным» нормативом в 30 дБА) уровня транспортного шума. Эпидемиологические пороги воздействующего на население шума транспорта в ночное время представлены в таблице 3.

Таблица 3

Эффекты для здоровья населения при воздействии ночного шума, установленные в эпидемиологических исследованиях (извлечение из [12])

Эффект	Порог, дБ	Степень доказанности
Беспокойство во сне (ерзанье во сне)	32	Высокая*
Нарушение течения различных стадий сна, «фрагментация» сна	35	Высокая
Жалобы	35	Средняя*
Пробуждение ночью и/или очень рано утром	42	Высокая
Затяжная стадия засыпания (трудное засыпание)	*	Высокая
Фрагментация сна, сокращение времени сна	*	Высокая
Наращение среднего уровня беспокойных движений во время сна	42	Высокая
Ощущение нарушенности сна	42	Высокая
Использование седативных препаратов или иных лекарств	40	Высокая
Бессонница, связанная с факторами внешней среды	42	Высокая

* К высокой степени доказанности отнесены эффекты, в отношении которых, по мнению экспертов ВОЗ, накоплено достаточно надежных данных, к средней степени отнесены эффекты, в отношении которых данные ограничены.

Расчет риска нарушений работы нервной системы выполняется для средних (между дневным и ночным шумами) значений:

- до установки ШЗЭ – 81,1 дБА;
- после установки ШЗЭ – 65,6 дБА.

Расчеты приведенного индекса риска здоровью, связанного с уровнем воздействующего транспортного шума, приведены на рисунке 4 и в таблице 4. Данный показатель характеризует вероятность нарушений здоровья (для нервной системы) при воздействии шумового фактора с учетом нарастания общего риска здоровью по мере увеличения возраста.

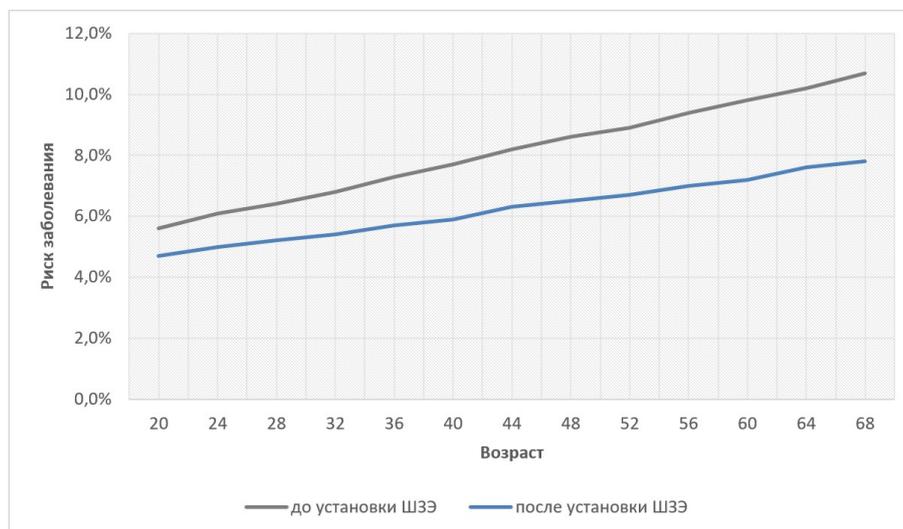


Рис. 4. Приведенный индекс риска заболеваний нервной системы при воздействии транспортного шума

Таблица 4

Приведенный индекс риска заболеваний нервной системы в зависимости от возраста

Возраст	Риск заболеваний нервной системы	
	При 81,1 дБА	При 65,6 дБА
20	0,056	0,047
24	0,061	0,050
28	0,064	0,052
32	0,068	0,054
36	0,073	0,057
40	0,077	0,059
44	0,082	0,063
48	0,086	0,065
52	0,089	0,067
56	0,094	0,070
60	0,098	0,072
64	0,102	0,076
68	0,107	0,078

Как видно из представленных данных, уменьшение приведенного индекса риска заболеваний нервной системы, связанных с нарушениями сна, при снижении уровня

транспортного шума на площадках отдыха с 81,1 дБА до 65,6 дБА составит 0,009-0,029 (в зависимости от возраста водителей).

Заклучение

Анализируя приведенные в статье данные, можно отметить, что установка шумозащитного экрана (с эффективностью шумозащиты в 15,5 дБА) вдоль МЗДС позволит снизить средние риски возникновения ДТП из-за «усталостных» («невнимательность» + «переутомление/сонливость») причин на следующие величины:

- молодые водители (20 – 32 года) – 18,35%;
- водители среднего возраста (32 – 52 года) – 22,65%;
- пожилые водители (52 – 68 лет) – 25,9%.

Список литературы

1. Solovieva O., Elkin Y. «Noise reduction measures development of construction sites in residential building area» / *Akustika*. 04.2021. Vol. 39. P. 269-273.
2. Kutyrin B., Elkin Y. «Assessment of noise and electromagnetic effects of traffic flow on residential buildings at the design, construction and exploitation of acoustic screens» / *Akustika*. 11.2019. Vol. 34. P. 107-112.
3. Буранов И. «В ГОСТе впервые запишут требования к придорожным заправкам, отелям и парковкам.» / *Коммерсантъ*. 03.11.2018 URL: <https://www.kommersant.ru/doc/3791364> (дата обращения 06.09.2022).
4. Методики определения мощности объектов дорожного сервиса и расстояния между ними в зависимости от интенсивности транспортного потока на участке автомобильной дороги. / *Росавтодор*. – М., 2016. – 12с. Приложение N2 к пр. Росавтодор N2124 от 12.12.2016 г.
5. Алексеева Е. «По вине сонных водителей происходит каждое десятое ДТП.» / *За рулем*. 11.02.2018 URL: <https://www.zr.ru/content/news/910717-sonlivost-voditelya-stanovitsya> (дата обращения 08.09.2022)
6. Научное исследование. Причины дорожно-транспортных происшествий с участием грузовых автомобилей в Европе / IRU. – Европейский Союз., 2016. – 19 с.
7. Ю.В. Трофименко, В.И. Комков, Т.Ю. Григорьева. Влияние площадок отдыха на автомагистралях на безопасность движения и загрязнение окружающей среды / *Известия Самарского научного центра Российской академии наук*, т. 14, №1(3), 2012, с. 918 – 922.
8. СП 276.1325800.2016. Правила проектирования защиты от шума транспортных потоков / *Росавтодор*. – М., 2016. – 146 с.
9. ОДМ 218.2.013-2011. Методические рекомендации по защите от транспортного шума территорий, прилегающих к автомобильным дорогам / *Росавтодор*. – М., 2011. – 164 с.
10. Непогодина В. «Трасса М-4 «Дон»: дорожные работы на магистрали к морю.» / *Доринфо* 15.01.2021. URL: https://dorinfo.ru/99_detail.php?ELEMENT_ID=88784 (дата обращения 10.09.2022).
11. Элькин Ю.И. Снижение шума строительно-дорожных машин: автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук / Балт. гос. техн. ун-т (ВОЕНМЕХ) им. Ф.Д. Устинова. Санкт-Петербург, 2006.
12. МР 2.1.10.0059-12 Оценка риска здоровью населения от воздействия транспортного шума. / Федеральная служба по надзору в сфере защиты прав

потребителей и благополучия человека. – М., 2012. – 40 с.

13. Постановление Правительства РФ. № 1733 «О внесении изменений в Правила дорожного движения Российской Федерации» – М., 20.12.2019.

References

1. Solovieva O. Elkin Y. «Noise reduction measures development of construction sites in residential building area»/Akustika. 04.2021. Vol. 39. P. 269-273.

2. Kutyrin B. Elkin Y. «Assessment of noise and electromagnetic effects of traffic flow on residential buildings at the design, construction and exploitation of acoustic screens» / Akustika. 11.2019. Vol. 34. P. 107-112.

3. Buranov I. «The GOST will for the first time write down the requirements for roadside gas stations, hotels and parking lots» / Kommersant. 03.11.2018 URL: <https://www.kommersant.ru/doc/3791364> (treatment date 09.06.2021).

4. Methods for determining the capacity of road service facilities and the distance between them, depending on the intensity of the traffic flow on the road section. / Rosavtodor. - M., 2016. – 12 p. Application N2 to Rosavtodor order N2124 (12.12.2016).

5. Alekseeva E. «Sleepy drivers are responsible for every tenth accident» / Za rulem. 02.11.2018, URL: <https://www.zr.ru/content/news/910717-sonlivost-voditelya-stanovitsya> (treatment date 09.08.2021)

6. Scientific research. Causes of Truck Accidents in Europe / IRU. - European Union., 2016. – 19 p.

7. Yu. V. Trofimenko, V.I. Komkov, T. Yu. Grigoryeva. Influence of rest sites of highways to the safety of traffic movement and to environmental pollution. Proceedings of the Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences, vol. 14, №1(3), 2012, pp. 918 – 922.

8. Rules Set 276.1325800.2016 Design rules for protection against traffic noise / Rosavtodor. – M., 2016. – 146 p.

9. Industry road methodology document (IRMD) 218.2.013-2011. Guidelines for the protection of areas adjacent to highways from traffic noise / Rosavtodor. – M., 2011. – 164 p.

10. V. Nepogodina «Route M-4" Don ": road works on the highway to the sea» / Dorinfo 15.01.2021. URL: https://dorinfo.ru/99_detail.php?ELEMENT_ID=88784 treatment date 10.09.2021).

11. Elkin Yu.I. Noise reduction of road construction machines: abstract of the dissertation for the degree of Doctor of Technical Sciences / Baltic State Technical University. un-t (VOENMEH) named after F.D. Ustinov. St. Petersburg, 2006.

12. Guidelines 2.1.10.0059-12 Assessment of public health risk from traffic noise. / Federal Service for Supervision of Consumer Rights Protection and Human Welfare. – M., 2012. – 40 p.

13. Resolution of the Government of the Russian Federation. No. 1733 «On Amendments to the Traffic Rules of the Russian Federation» 12.20.2019.

УДК: 534.621.5
OECD: 01.03.AA

Пригодность лазерной доплеровской велосиметрии (LDV) для калибровки микрофонов давления

Дмитриев П.П.^{1*} Буторина М.В.²

¹ Аспирант

² Д.т.н., доцент, профессор кафедры «Экология и производственная безопасность»

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

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

Аннотация

Представлен вариант нового подхода к абсолютной калибровке микрофонов, основанного на прямом измерении скорости акустических частиц с помощью лазерной доплеровской велосиметрии (LDV). Показания скорости диафрагмы микрофона снимаются с помощью специального прибора для измерения вибраций- виброметра марки Polytec. Этот виброметр измеряет изменение положения мембран микрофонов и выдает значения скорости с довольно высоким пространственным разрешением. Это и используется для упрощения процедуры сканирования в сравнительном методе калибровки. Сравнение методов по значениям неопределенностей указывают на хорошее согласование классического метода взаимности и разработанного метода сравнительной калибровки. Результаты оценки звукового давления, полученные с помощью LDV, сравниваются со значениями звукового давления, полученными с помощью эталонного микрофона, откалиброванного методом взаимности. Разница в точности методов составила менее 0,045 дБ.

Ключевые слова: калибровка микрофонов, лазерная доплеровская велосиметрия, виброметры, звуковое давление, метрология.

Suitability of laser Doppler velocimetry (LDV) for calibration of pressure microphones

Dmitriev P.P.^{1}, Butorina M.V.²*

¹ *Post-graduate*

² *DSc, assistant professor, professor of the department of Ecology and industrial safety*

^{1,2} *Baltic State Technical University «VOENMEH», St. Petersburg, Russia*

Abstract

A variant of a new approach to absolute calibration of microphones based on direct measurement of the velocity of sound pressure using laser Doppler velocimetry (LDV) is presented. The microphone diaphragm velocity measurements are performed using a Polytec scanning vibrometer. This vibrometer measures the change in the position of the microphone membranes and outputs velocity values with a fairly high spatial resolution. This is used to simplify the scanning procedure in the comparative calibration method. Comparison of methods by uncertainty values showed good agreement between the classical reciprocity method and developed method of comparative calibration. The sound pressure estimates made using LDV are compared with the sound pressures obtained using a reference microphone calibrated by the reciprocity method. The difference in sensitivity between the methods was no more than 0.042 dB for any of the microphones tested.

*E-mail: pavel.dmitriev03@gmail.com (Дмитриев П.П.)

Keywords: *microphone calibration, laser doppler velocimetry, vibrometers, acoustic pressure, metrology.*

Введение

В микрофонах звук преобразуется в электрический сигнал, который в дальнейшем используется различными устройствами в зависимости от области применения.

Основным техническим параметром микрофона является его чувствительность. Чувствительность микрофона связана с выходным напряжением. Микрофон улавливает звуковые волны и превращает механическую энергию колебаний диафрагмы в электрическую энергию.

Механическая энергия – это уровень звукового давления на диафрагму, она измеряется в децибелах (дБ) или паскалях (Па).

Электрическая энергия – это напряжение на выходе микрофона, оно измеряется в милливольтгах (мВ) или децибел-вольтах (дБВ).

Иными словами, чувствительность микрофона означает, насколько эффективно он превращает давление звуковых волн на диафрагму в электричество. Для точной оценки измеренного уровня звукового давления требуется точная оценка чувствительности. [1]

Под чувствительностью следует понимать отношение напряжения на выходе микрофона к звуковому давлению, которое на него воздействует при определенной частоте (обычно в 1000 Гц), выраженное в мВ/Па. Чувствительность микрофона растет с увеличением значения этого отношения.

Калибровка микрофона по отношению к диагностируемому звуковому давлению помогает определить чувствительность. Известные значения звукового давления также применяются для калибровки любого акустического измерительного оборудования.

Чувствительность может быть определена абсолютным или относительным образом. Абсолютное измерение чувствительности конденсаторных микрофонов обеспечивает первичную калибровку в метрологических лабораториях по всему миру.

Метод относительной калибровки используется для оценки чувствительности типичных микрофонов, используемых в промышленных или исследовательских целях.

Для относительной калибровки чувствительность микрофона выводится из чувствительности эталонного микрофона, измеряющего ту же амплитуду давления, что и тестируемый микрофон. В случае абсолютной калибровки чувствительность тестируемого микрофона оценивается без использования эталонного микрофона. [2]

На сегодняшний день основным методом первичной абсолютной калибровки градуировки микрофонов в мире считается метод взаимности.

При помощи этого метода можно получить хорошую точность при оценке чувствительности (средняя погрешность 0,05 дБ). Метод взаимной калибровки микрофона одобрен Международной электротехнической комиссией (МЭК) и подробно описан в ГОСТ Р МЭК 61094-2-2011 «ГСИ. Микрофоны измерительные. Первичный метод градуировки по давлению лабораторных эталонных микрофонов методом взаимности». Данный стандарт определяет метод определения чувствительности микрофонов по давлению, который позволяет извлечь воспроизводимость и получить необходимую погрешность (или неопределенность) при измерении звукового давления.

Актуальность и задачи данной работы связаны с необходимостью поиска альтернативных способов проведения калибровки измерительных микрофонов, потому

что одной из задач метрологического обеспечения является разработка и внедрение новых методов выполнения измерений.

1. Лазер вместо взаимности

В последние годы, в поисках альтернативы методу взаимности для калибровки микрофонов, большой интерес привлек метод лазерной доплеровской велосиметрии, основой которого является лазерный доплеровский виброметр (далее LDV). Данное средство измерений служит для определения скорости акустических частиц в определенных точках на диафрагме микрофона. Эти измерения позволяют рассчитать его объемную скорость, когда микрофон работает в режиме передатчика или генератора звука.

Суть метода состоит в том, что уровень чувствительности обратного преобразователя одинакова в независимости от того, как он используется – в качестве источника звука или его приемника. В случае с приемником звука учитывается напряжение холостого хода для заданного звукового давления, которое распределяется одинаково по всей диафрагме. Во втором случае берется выходная объемная скорость для определяемого тока возбуждения. Эти два значения можно привести к одним единицам.

Во время исследований проводится предварительное измерение скорости для микрофонов типа LS1P. Это делается для определения состояния диафрагмы с целью дальнейшего формирования профилей скорости (в зависимости от радиуса от центра диафрагмы).

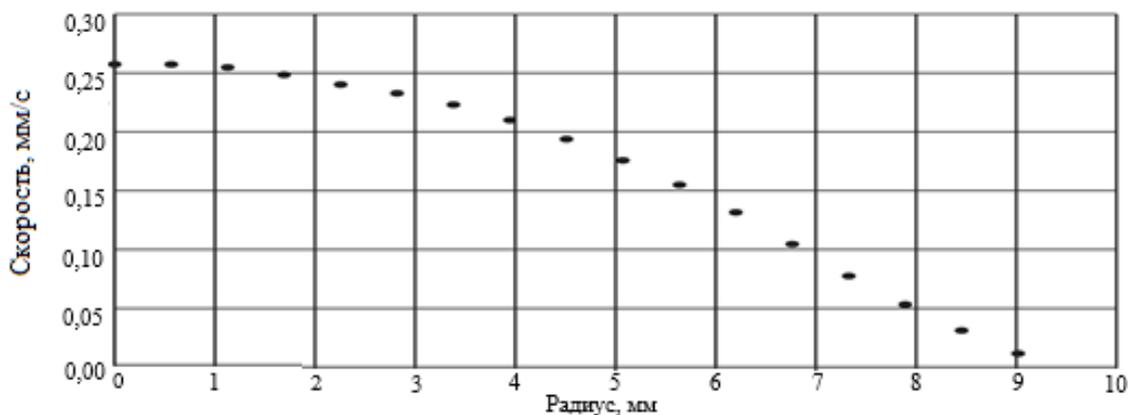


Рис. 1. График профиля скорости для микрофона

На рис.1 представлен график профиля скорости для микрофона с током 0,677 мкА (частота 1000 Гц). Лучшую воспроизводимость можно наблюдать в центре диафрагмы из-за того, что в нём самые высокие показатели движения, а данные получаются наиболее однородными.

Эти наблюдения легли в основу модели, используемой для калибровки микрофонов с использованием данных измерения в центре диафрагмы для одной точки и одного микрофона, который ранее был откалиброван методом взаимности.

Скорость измеряется в небольшой области вокруг центра мембраны. Это необходимо для адаптации сканирования в сравнительной модели калибровки.

$|M|$ – частотно-зависимая чувствительность микрофона к давлению в режиме источника звука можно выразить как:

$$|M| = \left| -\frac{q Z_a + Z_r}{i Z_a} \right|, \quad (1)$$

где i – ток возбуждения на выходе микрофона, q – скорость (объемная), Z_r – волновое сопротивление микрофона, Z_a – акустическое сопротивление микрофона.

Данная модель подразумевает, что для калибруемых одностипных микрофонов расположение вибраций на мембране, а также объемная скорость, которая была нормирована в центре диафрагмы, скоординированы между микрофонами по нормированной частоте, равной частоте возбуждения, поделенной на частоту резонанса. Для того, чтобы реализовать модель, уравнение (1) нужно преобразовать в:

$$|M| = \left| -\frac{q_n u(r_0)}{i} \frac{Z_a + Z_r}{Z_a} \right|, \quad (2)$$

где q меняется на объемную скорость q_n , умноженную на скорость в центре мембраны $u(r_0)$. С применением лазерного доплеровского вибрметра эмпирическим путем были получены значения q_n (благодаря измерениям скорости в диафрагме микрофонов, которые работают в режиме проводника).

В случае сравнительной калибровки, уравнение (2) применимо для микрофона с заранее измеренной чувствительностью M_R (эталонного микрофона), а уравнение (1) используется для калибруемого микрофона с неизвестным значением чувствительности M_t .

Из всего вышесказанного можно сделать вывод, что для того, чтобы найти уравнение для $|M_T|$, необходимо поделить уравнение для M_t на уравнение для M_R . Тогда получается, что:

$$|M_T| = \left| M_R \left(\frac{i_R}{i_T} \right) \left(\frac{u(r_0)_T}{u(r_0)_R} \right) \left(\frac{(q_n)_T}{(q_n)_R} \right) \frac{\left(\frac{Z_a + Z_r}{Z_a} \right)_T}{\left(\frac{Z_a + Z_r}{Z_a} \right)_R} \right| \quad (3)$$

где индекс R имеет отношение к параметрам, которые связаны с эталонным микрофоном, а T – к тем, что связаны с калибруемым микрофоном.

На низких частотах (до 1000 Гц) отношение членов сопротивления (импеданса) и отношение объемных скоростей можно приравнять к «1». Это применимо также и для калибруемых и эталонных микрофонов типа LS1P.

Поскольку описанные здесь измерения проводились на частотах от 250 до 1000 Гц, уравнение (3) сводится к следующему виду, который и определяет чувствительность микрофона к давлению:

$$|M_T| = \left| M_R \left(\frac{i_R}{i_T} \right) \left(\frac{u(r_0)_T}{u(r_0)_R} \right) \right|, \quad (4)$$

2. Процедура измерений

На Рис. 2 можно увидеть схему опытной установки. Ток возбуждения генерируется и рассчитывается способом, который применяется в методе взаимности.

Тестовый синусоидальный сигнал напряжением около 1,0 В подается с помощью мультифункционального синтезатора на прибор для калибровки методом взаимности, где он усиливается на 6 дБ и направляется напрямую в микрофон через специальный передатчик, содержащий калиброванный конденсатор, который напрямую подключен к микрофону. Прибор для калибровки методом взаимности также помогает обеспечить калибруемый микрофон поляризационным напряжением 200 В.

Мультиметр цифровой АРРА 502, работающий в режиме вольтметра переменного тока, необходим для измерения напряжения на конденсаторе. Запуск вольтметра

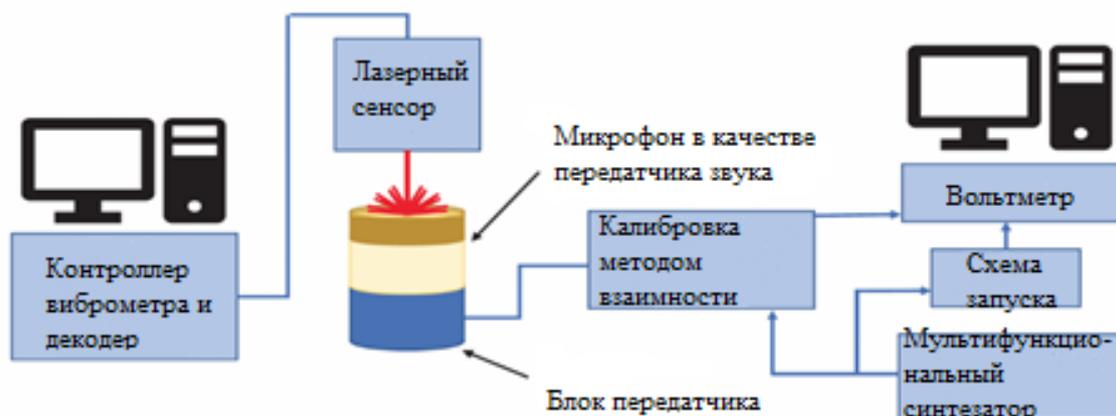


Рис. 2. Предварительная схема опытной установки

осуществляется благодаря синхронизации с тестовым сигналом, поступающим от multifunctional synthesizer. Опираясь на установленное значение емкости и после измерения напряжения, рассчитывается сам ток возбуждения микрофона.

Виброметр сканирующий, в комплекте с контроллером и декодером, используется для нахождения значений скорости диафрагмы микрофона. Благодаря лазерному сканированию по области мембраны, система получает данные о значении скоростей в необходимом количестве точек на диафрагме. В каждой такой точке скорость измеряется по сигналу на декодере, при этом используется обработка сигналов по преобразованию Фурье.[3] Важно отметить, что выявленная в ходе эксперимента взаимосвязь между выходом синтезатора сигнала и измеренным напряжением на конденсаторе на любой частоте, была равна единице, что указывает крайне низкий уровень шума и фактически линейную зависимость между напряжениями.

Скорость измерялась в 145 точках, которые располагались в центре мембраны. Скопление точек состояло из одной точки в центре и 18 окружностей по 8 точек в каждой, интервал между окружностями составлял 0,155 мм. Для того, чтобы было проще выровнять скопление точек в пространстве, было использовано ещё 4 точки по краям мембраны.



Рис. 3. Общий вид микрофона V&K 4160 типа LS1P

Для сбора данных использовалось 9 микрофонов типа LS1P (V&K 4160) (рис.3), каждый из которых был откалиброван на 250 и 1000 Гц методом взаимности. Измерения тока и скорости проводились на всех микрофонах и на всех частотах последовательно для создания единого набора данных. Затем было отобрано 2 микрофона в качестве эталонных, а 7 применялись далее в качестве тестовых.

Для испытаний дополнительно проводились измерения атмосферного давления и температуры, чтобы проследить, что эти параметры одинаковы (10 миллибар и $23 \pm 2^\circ\text{C}$) для всех тестовых запусков установки.

3. Результаты экспериментов

В качестве эталонных применяли два микрофона, которые при испытаниях показали самые высокие значения воспроизводимости отношения скорости к току (на частоте 250 Гц).

На вышеуказанной частоте для каждого тестового микрофона была рассчитана чувствительность. Для этого вычислялось среднее значение чувствительностей, которые были определены с помощью эталонных микрофонов. Также для калибруемых микрофонов на каждой частоте был рассчитан разброс показаний чувствительности и определено стандартное отклонение, которое получилось рассчитать с помощью объединения значений разброса показаний всех калибруемых микрофонов.

Для оценки метода лазерной калибровки значения этих отклонений являются очень важным показателем.

Также по этому отклонению определяется расширенная неопределенность результатов измерений, которая показывает интервал вокруг результата измерений, в пределах которых находятся большинство распределений значений, приписываемых к измеряемой величине. [4]

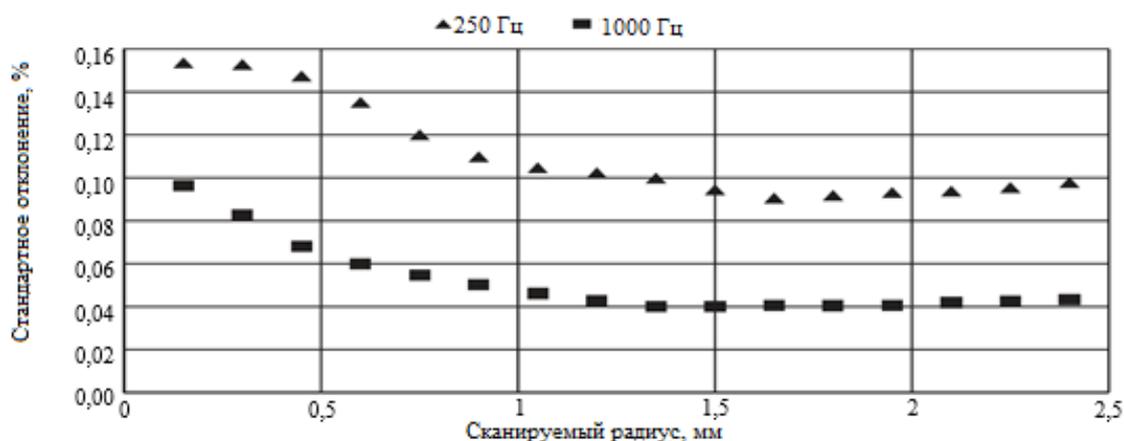


Рис. 4. График стандартного отклонения чувствительности

На Рис. 4 показан график относительного объединенного стандартного отклонения чувствительности, которая была измерена в ходе испытаний для частот 250 Гц и 1000 Гц. На графике видно, что воспроизводимость на более высокой частоте выше. Причина этому — более высокие сигналы скорости на области мембраны на частоте 1000 Гц.

Для обеих частот относительное стандартное отклонение улучшается по мере увеличения радиуса, на котором проводилось сканирование. Минимумы достигаются на радиусе в 1,5 мм на частоте 1000 Гц и 1,55 мм на частоте 250 Гц.

Если включить в анализ эксперимента данные, которые указывали на 16-18 кольца, то это сильно ухудшит воспроизводимость метода, поэтому было принято решение не учитывать точки, которые выходят за пределы небольшой области сканирования. (более, чем 2,5% от общей площади мембраны).

Теперь осталось только сравнить значения чувствительности, полученные методом взаимности с теми, что были получены с применением метода лазерного

сканирования.

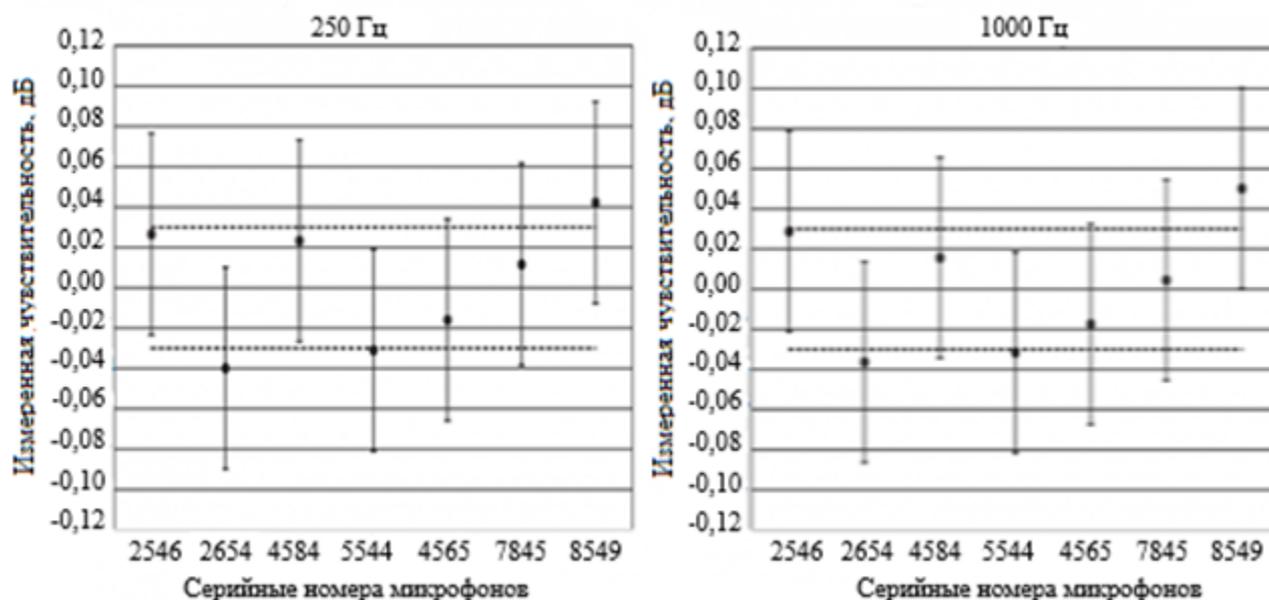


Рис. 5. Итоги сравнения 1000 Гц и 250 Гц

Подтверждением факта того, что чувствительность, полученная в ходе эксперимента с лазерным методом, выше полученной методом взаимности, являются положительные значения.

Расширенную неопределенность (U) можно увидеть на Рис. 5 в виде пунктирных линий, которые являются симметричными относительно линии нулевой разности для метода взаимности ($\pm 0,055$ дБ), а для метода лазерного сканирования – в виде полос ($\pm 0,040$ дБ). На 250 Гц средняя разница составляет 0,026 дБ, наибольшая – 0,044 дБ. На 1000 Гц – 0,025 дБ и 0,049 дБ соответственно. Этими значениями можно подтвердить согласование метода взаимности и метода лазерного сканирования.

Мною был рассмотрен ещё один метод калибровки микрофонов, использующий лазерную доплеровскую велосиметрию (LDV) для измерения скорости в центре мембраны микрофонов типа LS1P. [5] В этом методе также исследуются значения расширенной неопределенности давления, оцененного с помощью LDV и эталонного микрофона. Значения неопределенности также остаются небольшими (0,013; 0,11) дБ.

По результатам сравнения методов можно судить о хорошем сочетании методов калибровки микрофонов.

Заключение

Из представленной работы видно, что предложенный мною метод для калибровки микрофонов, при котором для измерения скорости в центре мембраны используется лазерный виброметр, вполне можно применять вместо метода взаимности.

В результате использования двух эталонных и 7 обычных микрофонов были получены значения чувствительности, которые были аналогичны значениям, полученным с помощью метода взаимности.

Для 250 Гц разница в чувствительности между двумя методами составляла не более 0,044 дБ. А для 1000 Гц этот показатель был около 0,025 дБ. Расширенная неопределенность для лазерного метода составила всего лишь 0,040 дБ для 250 и 1000 Гц.

Список литературы

1. ГОСТРМЭК 61094-2-2011. Микрофоны измерительные. Часть 2. Первичный метод градуировки по давлению лабораторных эталонных микрофонов методом взаимности: взамен ГОСТ Р МЭК 61094-2-2001: дата введения 2013-05-01. – Москва: Изд-во стандартов, 2013. – 9 с.
2. Randall P. Wagner, Richard A. Allen, Qian Dong Laser-based comparison of laboratory standart microphones. – JASA Express Lett. – 2021. – p. 3-6
3. Матвеев Д.В., Смирнов А.И., Латышов К.Ф. Исследование процесса цифровой обработки сигнала при работе с алгоритмом быстрого преобразования Фурье // Молодой ученый. – 2016. – №3. – 141-145 с.
4. ЦФО-004-2022. Методическая инструкция. Порядок оценки неопределенности измерений при проведении калибровки средств измерений: взамен ЦФО-004-2017: дата введения 2022-12-28. – Москва: Изд-во стандартов, 2023. – 4-6 с.
5. A. Degroot, R. Macdonald, O. Richoux, B. Gazengel, M. Campbell Suitability of laser Doppler velocimetry for the calibration of pressure microphones. –Applied Acoustics – 2011. – 5-11 p.

References

1. State Standart 61094-2-2011. Measuring microphones. Part 2. The primary method of pressure calibration of laboratory reference microphones by the reciprocity method. Moscow, Standartov Publ., 2013. 10 p. (in Russian)
2. Randall P. Wagner, Richard A. Allen, Qian Dong Laser-based comparison of laboratory standart microphones. – JASA Express Lett. – 2021. – p. 3-6
3. Matveev D.V., Smirnov A.I., Latypov K.F. Investigation of the process of digital signal processing when working with the fast Fourier transform algorithm. – Young Scientist. – 2016. – №3. – 141-145 p.
4. CFO-004-2022. Methodical instruction. Procedure for estimating measurement uncertainty during calibration of measuring instruments. Moscow, Standartov Publ., 2023. 4-6 p. (in Russian)
5. A. Degroot, R. Macdonald, O. Richoux, B. Gazengel, M. Campbell Suitability of laser Doppler velocimetry for the calibration of pressure microphones. –Applied Acoustics – 2011. – 5-11 p.

УДК: 519.711.3:[534.836.2:629.735]

OECD: 02.02.ES

Использование данных системы мониторинга авиационного шума Ecoflight Monitoring при формировании сценария выполнения полетов воздушных судов в целях оценки шумовой обстановки

Картышев М.О.^{1*}, Картышев О.А.², Ардашев И.О.³

¹ Генеральный директор

² К.т.н., заведующий испытательной лабораторией

³ Начальник отдела разработки ПО

^{1,2,3} ООО «Центр экологической безопасности гражданской авиации», г. Москва, РФ

Аннотация

В представленной работе рассмотрены проблемы и пути их решения, связанные с формированием сценария выполнения полетов в районе аэродрома для целей моделирования шумового воздействия на приаэродромной территории и оценки уровней шума на местности при полетах воздушных судов.

Отсутствие единого стандарта, требований и инструмента для формирования набора исходных данных, описывающих параметры функционирования аэродрома, приводит к недостоверной оценке уровней авиационного шума на местности, что является причиной избыточных ограничений на использование земельных участков либо ограничений использования аэродрома в целях соблюдения границ шумовой зоны.

На примере выполнения полетов аэродрома Домодедово описан подход к формированию набора исходных данных в части определения пропорции выполнения полетов по маршрутам следования воздушных судов. На основании данных, зафиксированных системой мониторинга авиационного шума Ecoflight Monitoring представлены результаты исследований влияния полноты сведений сценария эксплуатации аэродрома по учету фактической загрузки маршрутов движения ВС на изменение шумовой обстановки на местности.

Ключевые слова: воздушное судно, акустическое загрязнение, моделирование шума, траектории полета, система мониторинга авиационного шума.

Use of aircraft noise monitoring system Ecoflight Monitoring data to form an aircraft flight scenario in order to assess the noise pollution

Kartyshev M.O.^{1*}, Kartyshev O.A.², Ardashev I.O.³

¹ CEO ² PhD, head of laboratory

³ Head of the department of software development

^{1,2,3} Civil aviation environmental safety center, Moscow, Russia

Abstract

The presented article describes the problems and their possible solutions related to the formation of a flight scenario for the purpose of modeling the aircraft noise impact and assessing the noise levels on the ground during aircraft flights.

The lack of a standard, requirements and tool for generating a set of initial data describing the aerodrome functioning parameters leads to an unreliable assessment of the levels of aircraft noise, and as a consequence excessive restriction on land use or flight restrictions order to comply with the boundaries of the noise zone.

*E-mail: mkartyshev@yandex.ru (Картышев М.О.)

On the example of performing flights at the Domodedovo airport described an approach to the collection of a set of initial data of proportions of flights on aircraft routes. Based on data recorded by the aircraft noise monitoring system Ecoflight Monitoring presented results of studies of the impact of the completeness of information on the actual load of aircraft routes to the noise environment in the area.

Keywords: aircraft, acoustic pollution, noise mapping, noise, flight trajectory, noise monitoring system.

Введение

Оценка воздействия авиационного шума (АШ) является комплексной задачей, предусматривающей с одной стороны исполнение требований в части точности проводимых измерений уровней АШ, а с другой стороны учет частоты возникновения шумового события, обусловленного пролетом воздушного судна (ВС).

Вероятность возникновения шумового события определяется в первую очередь пролеганием одного или нескольких установленных маршрутов выполнения полетов вблизи места проведения оценки и частотой выполнения полетов ВС вдоль данных маршрутов. Для определения эквивалентного уровня шума как для отдельных мест проведения оценки, так и для всех территорий подверженных шумовому воздействию при пролетах ВС, основополагающим параметром, напрямую влияющим на результат, является сценарий выполнения полетов. Данный сценарий может быть сформирован как для отдельной территории относительно которой осуществляются полеты по одному или нескольким маршрутам, так и для всего разнообразия маршрутов вылета и захода на посадку, используемых на аэродроме.

Таким образом, при формировании сценария эксплуатации аэродрома по количеству выполненных полетов, что продиктовано требованиями к установлению седьмой подзоны приаэродромной территории (ПАТ) [1], в том числе необходимо учитывать распределение вероятностей выполнения взлетно-посадочных операций (ВПО) вдоль установленных в аэронавигационном паспорте аэродрома (АНПА) маршрутов за продолжительный период времени.

В настоящей статье показана эффективность от использования достоверных сведений о фактической загрузке маршрутов следования ВС на шумовую обстановку и оценены последствия пренебрежения данными сведениями.

Учет распределения полетов воздушных судов по номинальным схема полета, определенным АНПА [2], должен осуществляться как в период до установления седьмой подзоны ПАТ [3], так и в целях ее установления [4] в соответствии с нормативными и нормативно-техническими документами Российской Федерации.

Согласно перечню исходных данных, необходимых для обоснования границ седьмой подзоны, приведенному в Приложении №1 [1], оценка шумовой обстановки в том числе проводится на основании сведений о фактической загрузке каждого маршрута взлета/посадки в процентном (%) соотношении для среднегодового летного дня с распределением на дневное и ночное время. Что также предусмотрено в Приложении №3 к методическим указаниям МУК 4.3.3722-21 [5] в целях проведения оценки возможности размещения объектов в районе аэродромов на период до установления седьмой подзоны ПАТ.

Нормируемым параметром на территории является эквивалентный критерий АШ, что предусматривает учет количества шумовых событий (пролетов ВС) в нормируемый

период суток – дневное и ночное время [6, 7].

Наиболее сложной задачей перед разработчиком материалов по оценке шумовой обстановки является учет объективного, но при этом не завышенного или заниженного числа пролетов воздушных судов, способных повлиять на акустическое загрязнение исследуемой территории.

Центр экологической безопасности гражданской авиации (ООО «ЦЭБ ГА»), как разработчик системы мониторинга авиационного шума, осуществляет мониторинг воздушного движения с использованием пунктов мониторинга авиационного шума Ecoflight 14.11 [8, 9] программного обеспечения Ecoflight Monitoring (www.noise.aero).

В настоящей статье не рассматриваются последствия отклонения воздушных судов от установленных маршрутов, режимов эксплуатации воздушных судов, профилей набора и снижения высоты на шумовой режим на уровне земной поверхности. Целью настоящей статьи является демонстрация обоснованности требований [4, 5] по учету фактической загрузки маршрутов движения ВС при оценке АШ и демонстрация последствий формирования ошибочного сценария распределения полетов воздушных судов.

На рисунке 1 представлены фактические траектории движения ВС и номинальные схемы выполнения полетов по АНПА аэродрома Домодедово, а также отмечены места проведения мониторинга АШ испытательной лабораторией ООО «ЦЭБ ГА» в период с ноября 2021 г. по март 2023 г в районе аэродрома Домодедово.

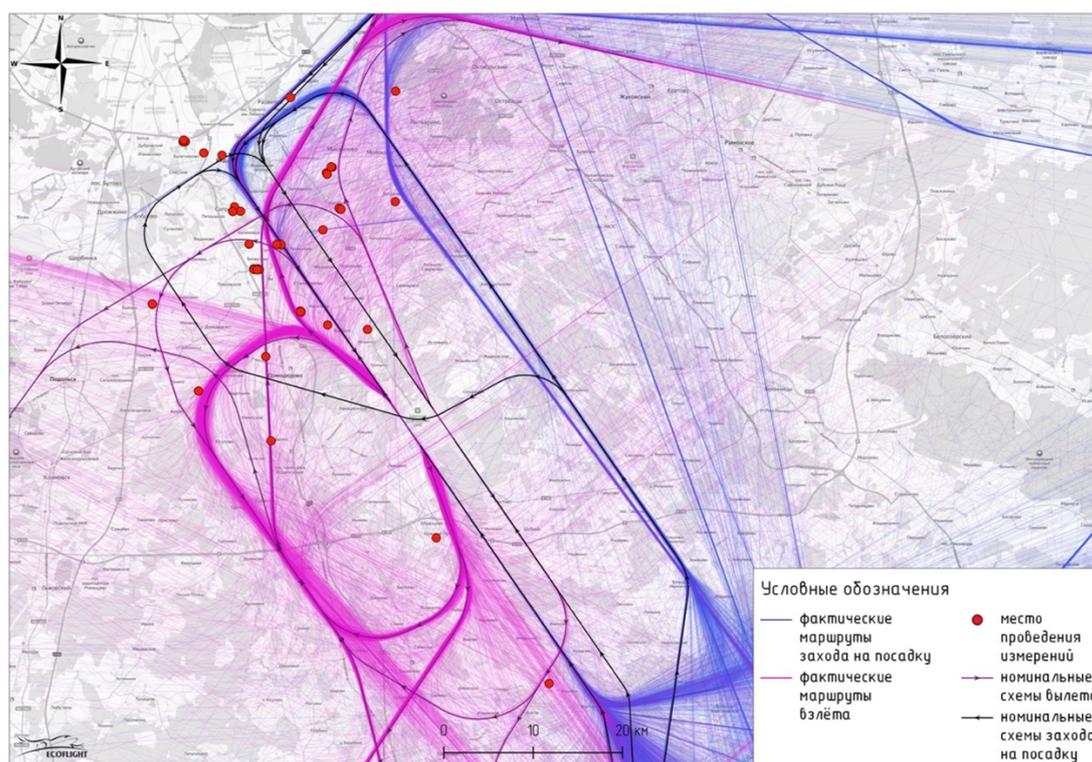


Рис. 1. Схема взаимного расположения номинальных и фактических линий пути выполнения полетов ВС и мест проведения мониторинга авиационного шума (2022-2023 годы.)

1. Анализ взаимного расположения установленных в АНПА маршрутов выполнения полетов ВС относительно мест установки пунктов мониторинга АШ

В качестве примера демонстрации подхода к формированию сценария выполнения полетов и влияния его полноты (достоверности) на результаты рассчитываемых уровней шума в местах проведения мониторинга АШ, рассмотрены полеты при эксплуатации искусственной взлетно-посадочной полосы (ИВПП) 14П/32Л аэродрома Домодедово. Автоматизированные пункты системы мониторинга авиационного шума Ecoflight 14.11 были размещены в СНТ Пахра-Киселиха, г. о. Домодедово, Московская область – точка №1 и в микрорайоне Северный, Домодедово, Московская область – точка №2. Размещение мест (точек) проведения мониторинга представлены на рисунке 2.



Рис. 2. Расположение мест проведения мониторинга АШ относительно установленных согласно АНПА маршрутов взлета и посадки

При рассмотрении установленных в АНПА аэродрома Домодедово [1] схем выполнения полетов относительно точки №1 проведения мониторинга потенциально подвержено шумовому влиянию трех маршрутов полетов ВС: вдоль маршрутов вылета – UUDD-142 и UUDD-150 и конечного участка схемы захода ВС на посадку на полосу 14П/32Л с МК=135°. Кратчайшее расстояние от установленных маршрутов в горизонтальной плоскости до точки №1 составляют: для маршрутов вылета UUDD-142 – 1600 м и для UUDD-150 300 м, до конечного участка захода на посадку – 1450 м. Точка №2 расположена на удалении 720 м от схемы вылета UUDD-150, удаление до остальных маршрутов участвующих в анализе превышает 3000 м.

Стоит отметить, что установленные в АНПА маршруты выполнения полетов зачастую не определяют прохождение фактических линий пути (проекции траектории полета на земную поверхность) и уровни шума как по максимальному, так и по эквивалентному критерию на территориях вблизи выполнения полетов зависят в первую очередь от следующих параметров эксплуатации аэродрома, влияющих на акустическое загрязнение территории по фактору АШ:

- величины фактического удаления ВС от исследуемой территории
- парка эксплуатируемых ВС на аэродроме
- частоты выполнения полетов вдоль схем полетов, при движении по которым оказывается шумовое воздействие на исследуемую территорию.

На основе данных, имеющихся в АНПА или других документах, описывающих правила и подходы к эксплуатации аэродрома и воздушного пространства вблизи него, невозможно определить с необходимой точностью ни один из параметров, указанные как наиболее значимые и определяющие уровни шума как в отдельных точках проведения оценки, так и на всей ПАТ [10, 11].

Для решения поставленной задачи за период проведения мониторинга АШ, были собраны, обработаны и выгружены из программного обеспечения Ecoflight Monitoring данные о фактических траекториях полетов ВС на ИВПП 14П/32Л аэродрома Домодедово за период проведения мониторинга АШ в дневное время суток в течение февраля 2023 года, что отображено на рисунке 3.

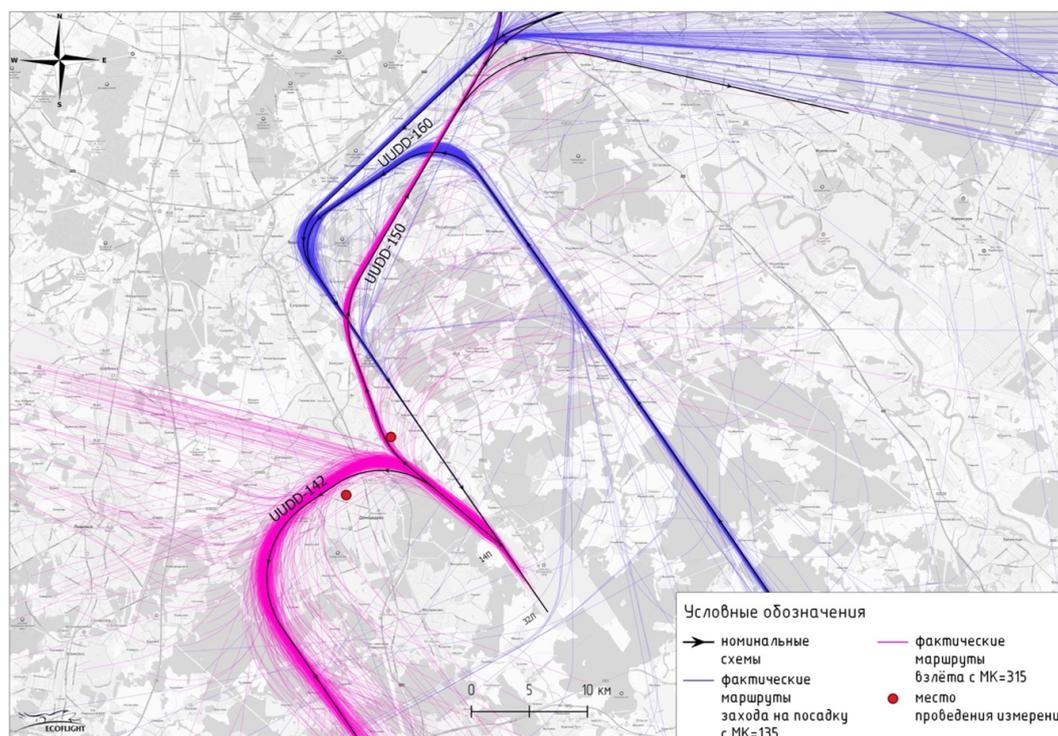


Рис. 3. Взаимное расположение фактических и номинальных схем согласно АНПА линий пути взлета, посадки ВС и точек проведения мониторинга АШ

Как можно заметить на рисунке 3, частота выполнения летных операций по схемам маневрирования ВС различная и вероятность выполнения полетов вдоль той или иной схемы зависит от множества параметров и факторов, которые можно оценить только при наличии сведений о фактической эксплуатации как ИВПП (магнитные курсы совершаемых операций), так и частоты совершения полетов по различным схемам за прошедшие длительные периоды времени.

Эквивалентные уровни шума в рассматриваемых точках 1 и 2 зависят в первую очередь от распределения количества выполненных полетов вдоль маршрутов UDD-142, UDD-150. Для определения данного распределения, был разработан и внедрен в СМАС Ecoflight Monitoring программный модуль анализа принадлежности фактической траектории полета одной из номинальной схем маневрирования, установленной в АНПА – Ecoflight Track Classifier, реализованной на основе алгоритмов машинного обучения, что позволяет определять принадлежность траектории ВС не только на основании оценки удаленности линии пути (близость ее прохождения от установленного маршрута), но и последовательности прохождения точек обязательного донесения. Также разработанный программный модуль позволяет определять магистральные линии пути ВС, осуществляющих полет вне номинальных (установленных) схем.

На рисунке 4 представлен результат автоматического определения принадлежности фактической траектории движения ВС к номинальной (установленной) в АНПА [1] схеме. Каждый кластер линий пути выделен цветом, характеризующим принадлежность одной из установленных схем.

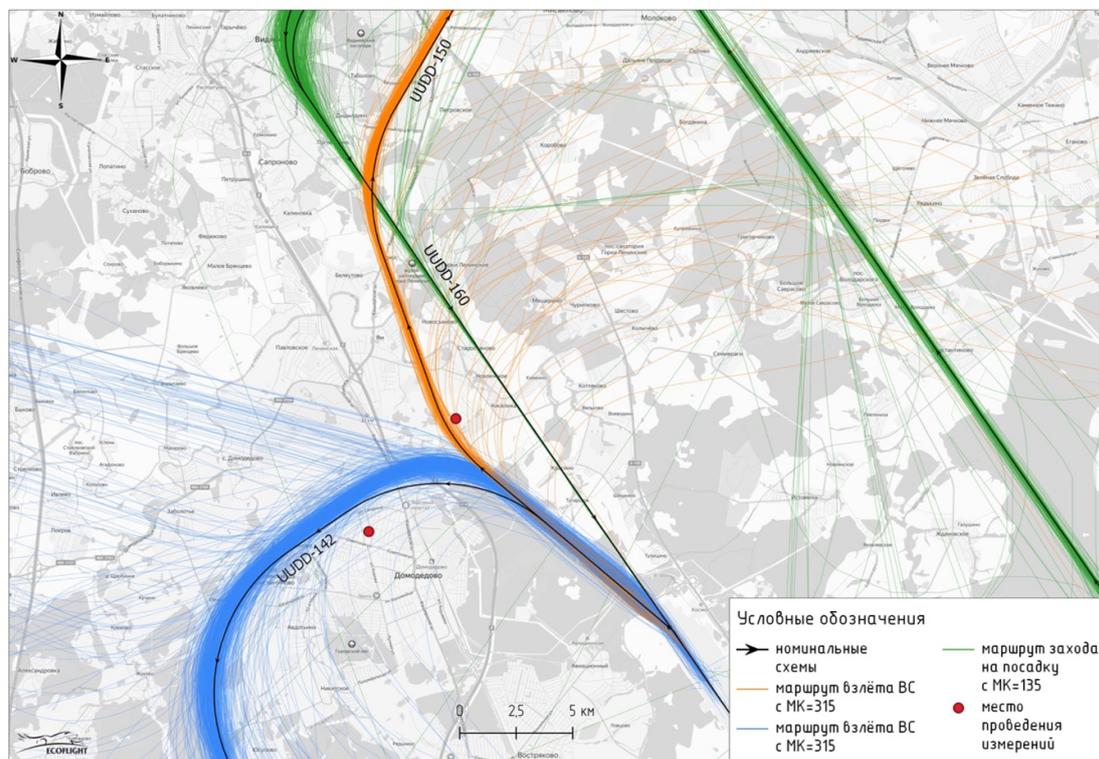


Рис. 4. Результат автоматического определения принадлежности линии пути движения ВС установленному маршруту

На рисунке 4 можно заметить, что выполнение полетов вдоль схемы UDD-142 осуществляется со значительными отклонениями в районе точки №1 в северном направлении, однако оценка влияния данных отклонений в настоящей статье не рассматривается. Стоит отметить, что помимо вероятности (частоты) выполнения полетов вдоль участвующих в исследовании схем маневрирования ВС при одинаковом начальном курсе при разбеге по ИВПП, для определения шумового режима на исследуемых территориях необходимо определить частоту эксплуатации магнитных курсов взлетно-посадочных операций (ВПО) (начальный при разбеге или конечный при пробеге по ИВПП).

При рассмотрении описанной гипотезы в отношении мест (точек) проведения мониторинга АШ точку №2 можно характеризовать как не подверженную шумовому воздействию при эксплуатации ИВПП с МК=135°, а точку №1 подверженную только влиянию АШ при посадке ВС с МК=135° или же частичному влиянию в ряде дней воздействию АШ как при посадке ВС с МК=135°, так и при взлете ВС с МК=315° с учетом доли прохождения ВС по маршрутам UUDD-142, UUDD-150 и т.д.

В целях демонстрации непостоянства эксплуатации ИВПП аэродрома Домодедово и, как следствие, различную долю воздействия на точки №1 и №2 по фактору АШ в различные дни на рисунке 5 представлена гистограмма, которая демонстрирует долю всех выполненных летных операций по одному из трех маршрутов движения от общего количества операций за дневное время суток в период проведения оценки. Анализу подлежали летные операции, способные оказать воздействие на шумовую обстановку в районе мест (точек) мониторинга АШ №1 и №2.

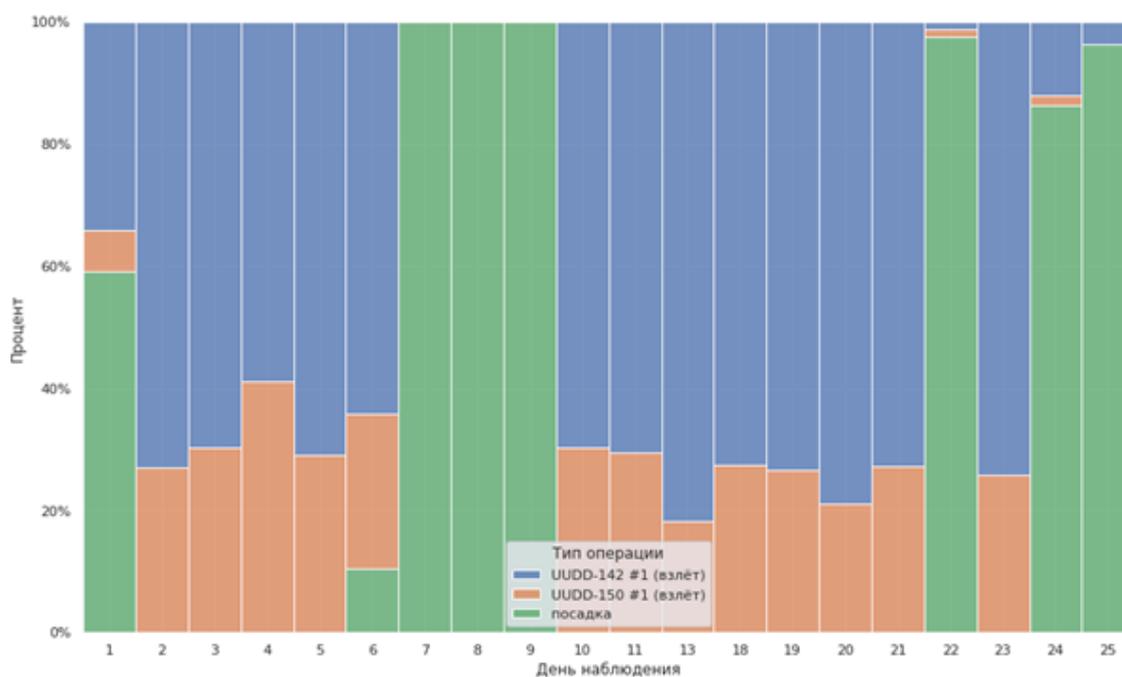


Рис. 5. Доли эксплуатации маршрутов полетов ВС за период проведения исследований

Представленное соотношение выполнения полетов вдоль установленных схем взлета UUDD-142, UUDD-150 и захода на посадку с МК=135° демонстрирует что: - при эксплуатации ИВПП 14П/32Л в северном направлении средняя величина взлетных операций в объеме 29% приходится на схему UUDD-150 и 71% на схему UUDD-142. - за период проведения анализа, в 8 из 25 дней полеты выполнялись с МК=135°. При этом только 3 дня полеты с данным курсом выполнялись весь день.

Полученные соотношения определяют лишь ту часть информации о режиме эксплуатации аэродрома, позволяющей провести оценку и прогнозирование уровней шума в точках №1 и №2 в рамках настоящего эксперимента. Для получения полного набора исходных данных, описывающих эксплуатации маршрутов полетов ВС, подобный анализ должен включать более длительный временной период значительно превосходящий представленный в данной работе. Это позволит более полноценно провести оценку факторов, которые могут влиять на распределение использования маршрутов и выполнение полетов с различными магнитными курсами.

2. Анализ шумового воздействия ВС в местах проведения мониторинга

На рисунке 6 представлена принадлежность шумового события, зафиксированного в месте проведения мониторинга №1, для каждой из эксплуатируемых схем выполнения полетов согласно условным обозначениям: взлетная операция ВС с МК=315° вдоль маршрутов UDD-142, UDD-150 и при заходе на посадку с МК=135°. Горизонтальное распределение на графике показывает меру отклонения ВС от установленной схемы (вертикальная линия), вертикальное распределение – уровень шумового воздействия.

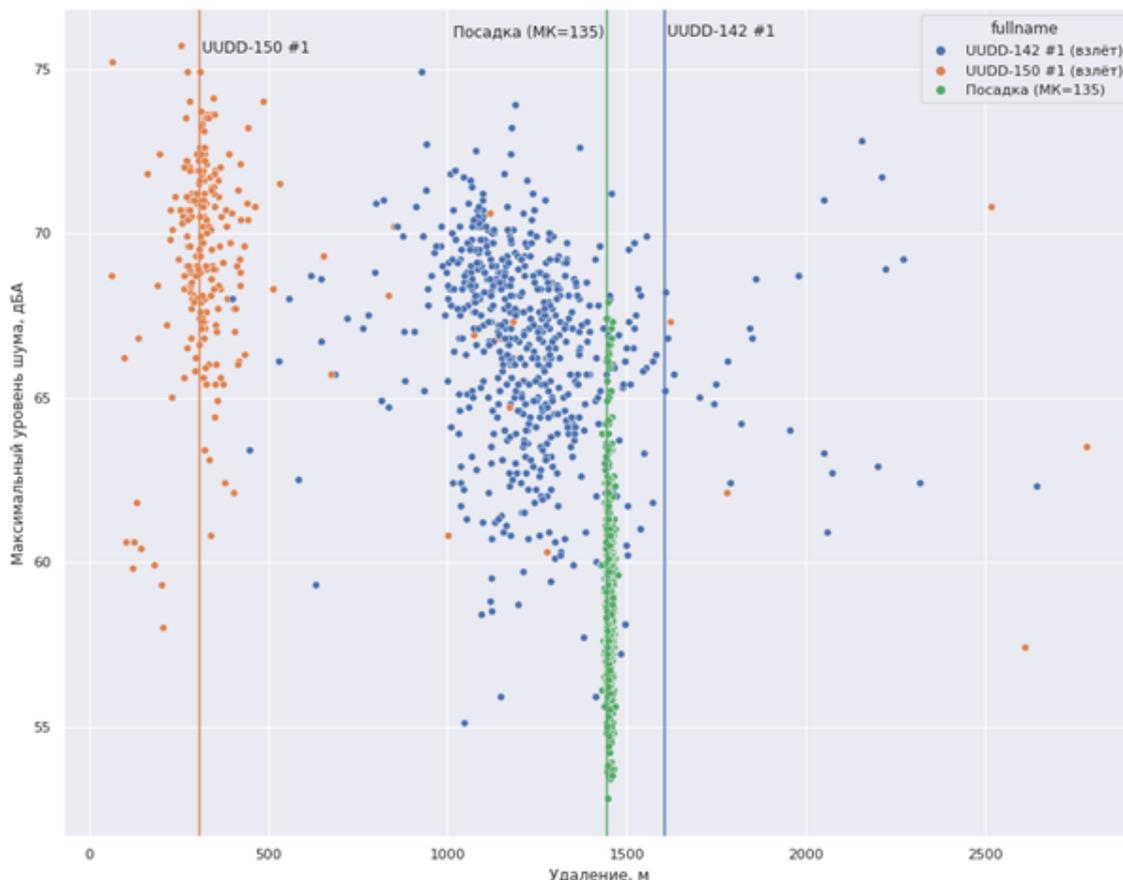


Рис. 6. Значения уровней шума в точке №1 при пролете ВС по эксплуатируемым маршрутам движения в период проведения мониторинга АШ

На основании анализа сведений, представленных на рисунке 6 установлено, что наибольшие уровни шума создаются в точке №1 при полетах ВС вдоль маршрута взлета UDD-150. В тоже время количество ВС, осуществляющих полеты вдоль данного маршрута значительно меньше по сравнению с маршрутом взлета UDD-142 для среднего показателя за период исследований.

Для каждой из групп шумовых событий, соответствующих воздействию при пролетах ВС вдоль каждого из исследуемых маршрутов, на рисунках 7-9 представлены гистограммы уровней шума.

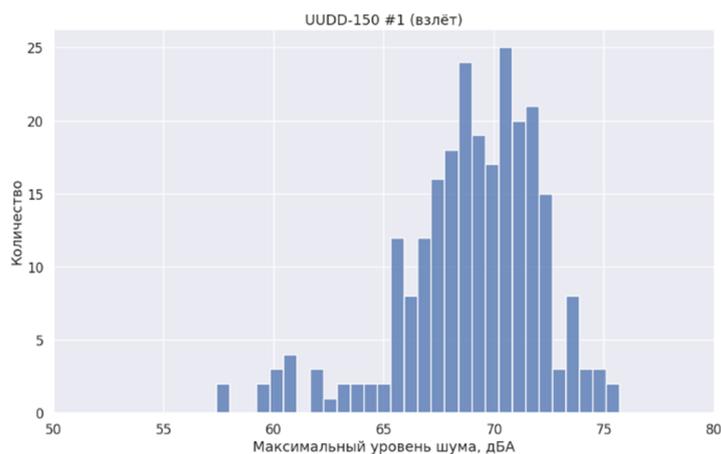


Рис. 7. Гистограммы уровней шума, зафиксированных в точке №1, при пролетах ВС вдоль маршрута UDD-150

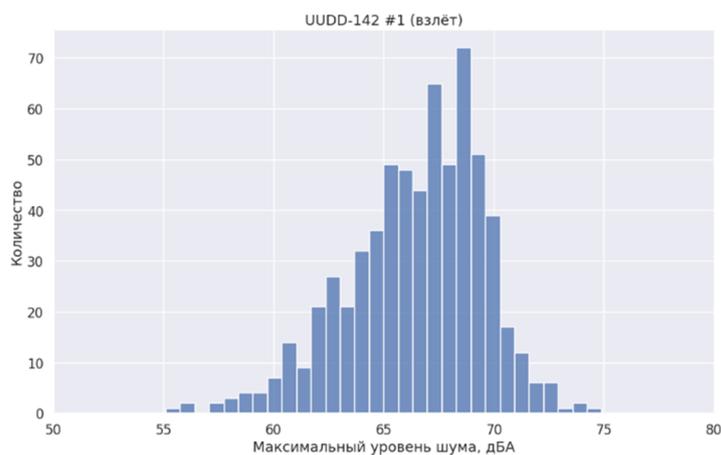


Рис. 8. Гистограммы уровней шума, зафиксированных в точке №1, при пролетах ВС вдоль маршрута UDD-142

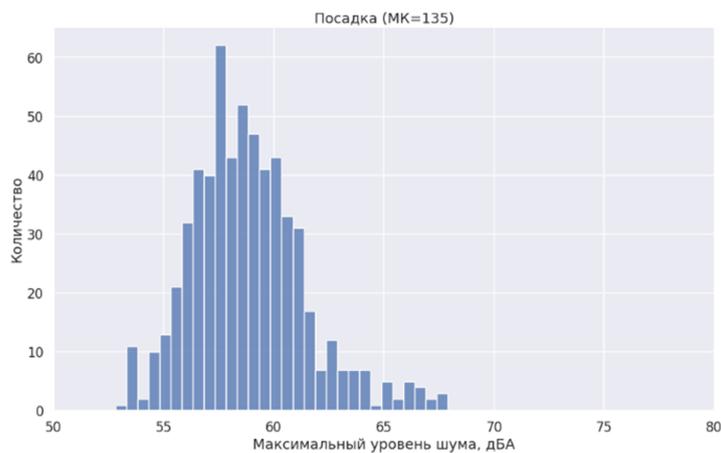


Рис. 9. Гистограммы уровней шума, зафиксированных в точке №1, при пролетах ВС заходе на посадку

Точка проведения мониторинга АШ №2 попадает под шумовое воздействие только при взлете ВС вдоль маршрута UDD-142 за период проведения эксперимента в течение 25 дней.

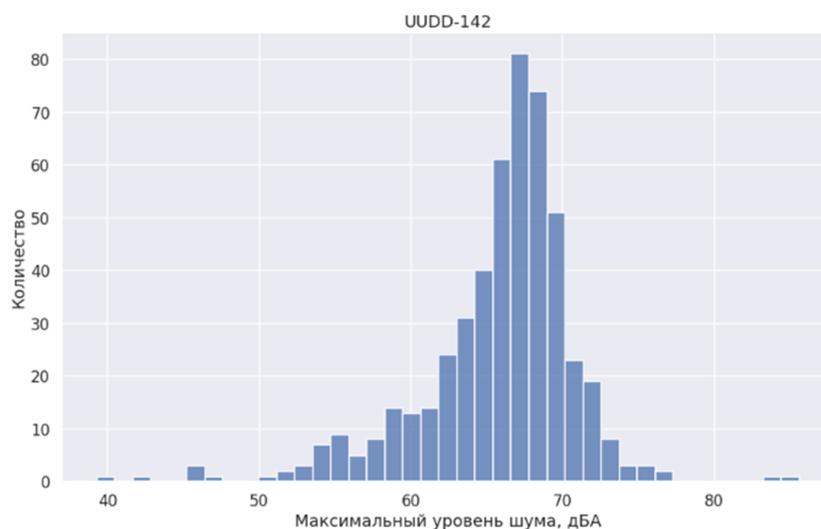


Рис. 10. Гистограммы уровней шума, зафиксированных в точке №2, соответствующих пролетам ВС вдоль исследуемых маршрутов

Согласно разделу 9 МУК 4.3.3722-21 [5] каждая точка на местности характеризуется параметром среднего максимального уровня шума $\bar{L}_{\text{Амакс}}$ при оценке АШ как непостоянной величины. В таблице 1 представлены результаты расчета $\bar{L}_{\text{Амакс}}$ для исследуемых точек и соответствующих маршрутов.

Таблица 1

Средние максимальные уровни шума $\bar{L}_{\text{Амакс}}$ для исследуемых точек и соответствующих маршрутов

Место мониторинга	Тип операции с указанием маршрута полета	$\bar{L}_{\text{Амакс}}$, дБА
Точка №1	Взлет с МК=315°UDD-142	67,4
	Взлет с МК=315°UDD-150	70
	Посадка с МК=135°	59,7
Точка №2	Взлет с МК=315°UDD-142	68,5

3. Учет сценария выполнения полетов ВС для выбранного места проведения мониторинга

Приложением №1 «Методики установления седьмой подзоны приаэродромной территории, расчета и оценки рисков для здоровья человека» [4] и Приложением №3 МУК 4.3.3722-21 [5] предусмотрена необходимость формирования сценария эксплуатации аэродрома для целей проведения расчета эквивалентного уровня шума в том числе в части учета загрузки каждого маршрута в процентном соотношении для среднегодового летного дня. В разделе 1 настоящей статьи представлен результат оценки в процентном соотношении распределения взлетных операций по маршрутам UDD-142 и UDD-150 при разбеге с МК=315°. С учетом полученных средних максимальных уровней шума для

каждого из маршрута движения ВС (Таблица 2) проведен расчет эквивалентного уровня шума [4, 5] по формуле (1):

$$L_{\text{Аэкв}} = 10 \log \left(\frac{1}{T} \sum_{i=1}^N \bar{\tau}_{\text{эф}i} \cdot 10^{0,1 \cdot (\bar{L}_{\text{Амакс}} + U(95\%))} \right), \quad (1)$$

где T – регламентируемый интервал времени, равный 57600 с для дневного времени и 28800 с для ночного времени, с;

$\bar{\tau}_{\text{эф}i}$ – среднее эффективное время звучания, с;

$\bar{L}_{\text{Амакс}}$ – средний максимальный уровень шума, дБА;

$U(95\%)$ – расширенная неопределенность измерений, дБА.

Результаты проведенного расчета эквивалентного уровня шума в каждой из двух точек проведения мониторинга АШ представлен в Таблице 2.

Таблица 2

Эквивалентные уровни шума $L_{\text{Аэквив д.}}$ в точках проведения мониторинга с учетом и без учета сведений о доле эксплуатации маршрутов движения ВС в районе мест проведения мониторинга АШ

Место мониторинга	Тип операции с указанием маршрута полета	$\bar{L}_{\text{Амакс}}$	Интенсивность %, (шт.)	$L_{\text{Аэквив д.}}$ дБА
Точка №1	Взлет с МК=315°UDD-142	67,4	71% (82)	51,2
			100% (115)	52,7
	Взлет с МК=315°UDD-150	70	29% (33)	49,3
			100% (115)	54,8
	Посадка с МК=135°	59,7	100% (115)	46,7
Точка №2	Взлет с МК=315°UDD-142	68,5	71% (81)	52
			100% (115)	53,5

Результаты проведенного расчета эквивалентного уровня шума подтверждают обоснованность требований по формированию сценария эксплуатации аэродрома [4, 5] и, в первую очередь, в части оценки вероятности частоты возникновения шумового события, т.е. пролета ВС по соответствующему маршруту вблизи точки проведения исследований.

Представленные результаты оценки шумового воздействия на территорию исследования в точке №1 установлено, что без проведения комплексного исследования фактической эксплуатации аэродрома по учету фактической загрузки маршрутов движения ВС, ошибка расчета может составлять до 5,5 дБА от уровня фактического воздействия по эквивалентному критерию при выполнении взлетных операций вдоль маршрута UDD-150, что эквивалентно увеличению уровня звукового давления более чем в 3,5 раза. Указанное несоответствие может возникнуть в случае пренебрежения сведениями о фактической загрузке данного маршрута, которая не превышает в среднем 29% от всех взлетных операций с МК=315° в феврале 2023 г.

Оценка режима эксплуатации ВС и уровней шумового воздействия в точке №2, продемонстрировали, что определить вероятность возникновения шумового события, вызванного пролетом ВС по маршруту вылет с МК=315°UDD-142 невозможно без информации о количестве ВС, выполняющих вылет по схеме UDD-150, полеты вдоль которой не оказывают шумового воздействия на исследуемую территорию, или общего количества взлетных операций с МК=315°.

Также стоит отметить, что информация о распределении ВПО как по маршрутам, так и по магнитным курсам не может быть сформирована за краткосрочный период оценки, в связи с тем, что полученные соотношения могут не включать в себя все возможные сценарии фактической загрузки маршрутов движения ВС, в том числе сезонные.

Результаты выполненного анализа могут быть использованы как для целей определения границ шумовой зоны аэродрома, а также в целях справедливого распределение шума на территориях, прилегающих к аэродрому при выявлении мест, где уровень разрежения авиационным шумом является наибольшим путем предложения иного распределения летных операций по маршрутам или разработки дополнительных маршрутов движения ВС [12].

Заключение

При проведении мониторинга АШ в целях установления границ шумовой зоны аэродрома или в целях оценки шумового воздействия для определенной территории показана необходимость учета сценария эксплуатации аэродрома по учету фактической загрузки маршрутов движения ВС, отражающего действительную возможную долю пролетов воздушных судов при движении ВС по оцениваемому маршруту полета от общего числа подобных летных операций на аэродроме.

На основании реализованного модуля ПО *Ecoflight Monitoring* определена принадлежность фактически выдержанных маршрутов установленным в АНПА с последующим определением доли распределения выполненных летных операций с одинаковым стартовым курсом выполняемой операции по различным маршрутам.

Представлен перечень возможных неточностей и ошибок в составлении сценария эксплуатации аэродрома по учету фактической загрузки маршрутов движения ВС и их влияние на оцениваемый эквивалентный уровень шума на местности. Представлены результаты расчета эквивалентного уровня шума при оценке интенсивности полетов вдоль установленных маршрутов с учетом и без сведений о фактическом распределении летных операций.

По результатам проведенного эксперимента подтверждена необходимость и важность формирования сценария распределения летных операций по маршрутам движения ВС в целях исключения определения завышенных уровней шума, влекущие за собой установление избыточных ограничений на использование земельных участков и исковые требования к оператору аэродрома по возмещению убытков за установление необоснованных ограничений.

Ответственным за подготовку и согласование проекта седьмой подзоны ПАТ (шумовой зоны) является оператор аэродрома, который должен осуществить сбор сведений о фактической эксплуатации маршрутов движения ВС аэродрома на основании работы соответствующего органа ОВД, что является очень сложной и трудоемкой работой. Наиболее эффективным и доступным способом сбора данных о пространственном положении воздушных судов в целях формирования сценария выполнения полетов на аэродроме является реализованное программное обеспечение ООО «ЦЭБ ГА» в составе системы мониторинга АШ *Ecoflight Monitoring* [8, 9] (www.noise.aero).

Список литературы

1. «Методика установления седьмой подзоны приаэродромной территории, расчета и оценки рисков для здоровья человека», утвержденной приказом Роспотребнадзора №664 от 7.12.2022 г.
2. Аэронавигационный паспорт аэродрома Москва (Домодедово).
3. Федеральный закон от 1.07.2017 г. N 135-ФЗ «О внесении изменений в отдельные законодательные акты РФ в части совершенствования порядка установления и использования приаэродромной территории и санитарно-защитной зоны».
4. Федеральный закон от 19.03.1997 г. N 60-ФЗ «Воздушный кодекс Российской Федерации».
5. МУК 4.3.3722-21 "Контроль уровня шума на территории жилой застройки, в жилых и общественных зданиях и помещениях" (утв. Федеральной службой по надзору в сфере защиты прав потребителей и благополучия человека 27 декабря 2021 г.)
6. СанПиН 1.2.3685-21 «Гигиенические нормативы и требования к обеспечению безопасности и (или) безвредности для человека факторов среды обитания»
7. СанПиН 2.1.3684-21 «Санитарно-эпидемиологические требования к содержанию территорий городских и сельских поселений, к водным объектам, питьевой воде и питьевому водоснабжению населения, атмосферному воздуху, почвам, жилым помещениям, эксплуатации производственных, общественных помещений, организации и проведению санитарно-противоэпидемических (профилактических) мероприятий»
8. Патент на изобретение №2775874: «Способ и система мониторинга авиационного шума», 2021 г.
9. Сертификат об утверждении типа средств измерений №83653-21: Комплексы контроля акустического шума автоматизированные EcoFlight 14.11
10. Картышев М. О Применение мер сбалансированного подхода ИКАО к управлению авиационным шумом при обосновании и контроле размеров шумовой зоны приаэродромной территории», Научный вестник ГосНИИ ГА, 2021, №36.
11. Картышев О.А., Картышев М. О., Ардашев И. О. Установление внешних границ седьмой подзоны и зоны запрещения строительства нормируемых объектов приаэродромной территории. Научный вестник ГосНИИ ГА, 2022, № 39.
12. Saito, Y., Yoshimura, S., Inoue, M., Takahashi, M., Sugihara, Y. (2019). Optimal Trajectory Planning of Aircraft for Fair-Sharing of Noise. IFAC-PapersOnLine, 52(8), 368-374.

References

1. "Methodology for establishing the seventh subzone of the aerodrome area, calculating and assessing risks to human health", approved by order of Rospotrebnadzor No. 664 dated December 7, 2022.
2. Aeronautical passport of the airfield Moscow (Domodedovo).
3. Federal Law No. 135-FZ dated July 1, 2017 "On Amendments to Certain Legislative Acts of the Russian Federation in Part of Improving the Procedure for Establishing and Using the Airfield Territory and the Sanitary Protection Zone."
4. Federal Law No. 60-FZ of March 19, 1997 "Air Code of the Russian Federation".
5. MUK 4.3.3722-21 "Noise level control in residential areas, in residential and public buildings and premises" (approved by the Federal Service for Supervision of Consumer Rights Protection and Human Welfare on December 27, 2021)

6. SanPiN 1.2.3685-21 "Hygienic standards and requirements for ensuring the safety and (or) harmlessness of environmental factors for humans"
7. SanPiN 2.1.3684-21 "Sanitary and epidemiological requirements for the maintenance of territories of urban and rural settlements, for water bodies, drinking water and drinking water supply of the population, atmospheric air, soils, residential premises, operation of industrial, public premises, organization and conduct of sanitary and anti-epidemic (preventive) measures"
8. Patent for invention No. 2775874: "Method and system for monitoring aircraft noise", 2021
9. Type approval certificate for measuring instruments No. 83653-21: Automated acoustic noise control systems EcoFlight 14.11
10. Kartyshev M. O Application of measures of the ICAO balanced approach to the management of aircraft noise in the justification and control of the size of the noise zone near the aerodrome territory, Scientific Bulletin of the State Research Institute of Civil Aviation, 2021, No. 36.
11. Kartyshev O.A., Kartyshev M.O., Ardashev I.O. Establishment of the outer boundaries of the seventh subzone and the prohibition zone for the construction of standardized facilities near the aerodrome area. Scientific Bulletin of the State Research Institute of Civil Aviation, 2022, No. 39.
12. Saito, Y., Yoshimura, S., Inoue, M., Takahashi, M., Sugihara, Y. (2019). Optimal Trajectory Planning of Aircraft for Fair-Sharing of Noise. IFAC-PapersOnLine, 52(8), 368-374.

УДК: 534.2
ОЕСД: 1.03

Влияние взаимного положения винтов гексакоптера на излучаемую звуковую мощность

Кривун К.В.^{1*}, Тимушев С.Ф.²

¹ Студент

² Д.т.н., профессор кафедры 202

^{1,2} Московский авиационный институт (НИУ), г. Москва, РФ

Аннотация

Мультикоптеры стали чрезвычайно популярными и используются в самых разных областях, от наблюдения за дорожным движением или пожарной обстановкой до раздачи Интернета или холодных напитков. Бесшумность и эффективность винтовой двигательной установки являются критическими аспектами современных беспилотных летательных аппаратов. Развитие этого направления авиационной техники в условиях ужесточения норм по шуму невозможно без эффективных методов оптимизации, работающих совместно с системами автоматизированного проектирования. В данной статье рассматривается программное обеспечение, основанное на методе расчета звукообразования и шумоизлучения винта дрона с учетом разложения вихревой и акустической мод в дозвуковом изоэнтропическом потоке. Возможности метода продемонстрированы на примерах отдельного ротора и конфигурации гексакоптер в режиме висения над землей. Представлено сравнение двух конфигураций с одинаковой геометрией винта по излучаемой звуковой мощности и аэродинамическим параметрам.

Ключевые слова: звук, вихрь, декомпозиция, мультикоптер, винт.

Effect of the hexacopter propellers' mutual position on the emitted sound power

Krivun K.V.^{1}, Timushev S.F.²*

¹ Student

² DSc., professor of the department 202

^{1,2} Moscow Aviation Institute (NRU), Moscow, Russia

Abstract

Multicopters have become extremely popular and are used in areas ranging from monitoring traffic or fire conditions to distributing the Internet or cold drinks. The noiselessness and efficiency of a propeller propulsion system are critical aspects of modern unmanned aerial vehicles. The development of this area of aviation technology in the context of tightening noise standards is impossible without effective optimization methods that work in conjunction with computer-aided design systems. This article discusses software based on a method for calculating sound generation and noise emission by a drone propeller, taking into account the decomposition of the vortex and acoustic modes in a subsonic isentropic flow. The possibilities of the method are demonstrated in the examples of a separate rotor and hexa configuration in the mode of hovering above the ground. Comparing two configurations with the same propeller geometry in terms of emitted sound power and aerodynamic parameters are presented.

Keywords: *sound, vortex, decomposition, multicopter, propeller.*

*E-mail: krivun0200@mail.ru (Кривун К.В.)

Введение

В последние десять лет мультикоптеры стали широко применяться во многих областях, однако беспилотные летательные аппараты создают шум, который раздражает население [1-4] и оказывает отрицательное воздействие на здоровье людей [5, 6]. Необходимость снижения шума и разработки соответствующих стандартов диктует необходимость новых исследований для понимания природы генерации шума гексакоптера и поиска оптимальных конструктивных решений [7]. Об этом говорят регулярно проводимые в США и Западной Европе конференции по шуму мультикоптеров (дронов) [8, 9]. В шуме гексакоптеров с электроприводом преобладает шум винта, используемого в его двигательной установке. Спектр акустического сигнала винта включает широкополосную компоненту и доминирующие над ней дискретные составляющие, проявляющихся на частотах, кратных частоте следования лопастей. Таким образом, шум винта можно разделить на гармонический, который появляется в [10, 11] в виде сигнала с основной частотой следования лопастей (ЧСЛ), широкополосный и узкополосный случайный шум [12].

Тестирование и прогнозирование шума винтов для различных конфигураций мультикоптеров являются очень активными областями исследований.

В вычислительной акустике лопаточных машин доминируют методы, основанные на применении так называемой аэроакустической аналогии, включая уравнение Лайтхила [13], и учет влияния твердых границ в области источника, представленный в работах Керла [14], Флоукс-Уильямса и Хоукинса [15]. Для расчета аэродинамического шума лопаточных машин в аэроакустической аналогии было сформулировано применение теоремы Кирхгофа [16].

Уравнение Лайтхила изначально получено для малых пульсаций давления в мелкомасштабной турбулентности, в то время как при обтекании лопастей винтов образуются крупномасштабные вихревые возмущения, которые генерируют акустическое излучение в каскадном процессе распада на мелкие вихри [17].

При разработке расчетного метода учитывается, что колебания параметров основного течения вызывают появление акустических возмущений, распространяющихся со скоростью звука в рабочей среде. В то же время возмущения основного течения распространяются со скоростью потока воздуха. Последнюю форму нестационарного движения называют «псевдозвуком» [18] или вихревой модой [19, 20].

В данной статье проводится сравнительный анализ гармонического шума двух конфигураций гексакоптера и одиночного винта на режиме висения.

1. Акустико-вихревой метод

Акустико-вихревой метод основан на работах Блохинцева, Ландау, Кроу [21] и Артамонова [22]. Производится декомпозиция поля скоростей и пульсаций давлений на вихревую (псевдозвук) и акустическую моду с последующей линеаризацией уравнений движения в дозвуковом изоэнтропическом течении. Метод был подробно протестирован на базе экспериментальной модели – воздушного насоса [23]. Проведены предварительные работы по созданию однопроцессорной версии ПО, которое реализует аналогичный метод для трехмерных течений в лопаточных машинах. Результаты расчетов получены для дискретных компонент ЧСЛ в осевом вентиляторе [24-26] и шнекоцентрбежном насосе [27].

В качестве основной физической причины нестационарного процесса генерирования звука винтом гексакоптера на частотах следования рабочих лопаток рассматривается перенос вихревых возмущений, которые возникают в результате

движения периодически неоднородного потока с окружной скоростью ротора.

Записываем поле скоростей в форме [28]:

$$V = U + \nabla\varphi = U + V_a \quad (1)$$

Здесь U – скорость вихревой моды, φ – акустический потенциал, V_a – акустическая скорость. В результате линеаризации уравнений движения сжимаемой среды получаем волновое уравнение колебаний энтальпии потока (a_0 – скорость звука в невозмущенной среде):

$$\frac{1}{a_0^2} \frac{d^2 h}{dt^2} - \Delta h = s. \quad (2)$$

Функция источника s в уравнении (2) является пульсацией функции S , которую можно получить из поля скоростей вихревой моды:

$$S = \nabla \cdot (U \nabla U) = \nabla \cdot \left(\frac{1}{2} \nabla U^2 - U \cdot \nabla \cdot U \right). \quad (3)$$

Пренебрегая конвективными членами в уравнении (2), в декартовой системе координат получаем:

$$\frac{1}{a_0^2} \frac{\partial^2 h}{\partial t^2} - \frac{\partial^2 h}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 h}{\partial y^2} - \frac{\partial^2 h}{\partial z^2} = s \quad (4)$$

$$S = 2 \left(\frac{\partial U_y}{\partial x} \cdot \frac{\partial U_x}{\partial y} + \frac{\partial U_z}{\partial x} \cdot \frac{\partial U_x}{\partial z} + \frac{\partial U_z}{\partial y} \cdot \frac{\partial U_y}{\partial z} - \frac{\partial U_x}{\partial x} \cdot \frac{\partial U_y}{\partial y} - \frac{\partial U_x}{\partial x} \cdot \frac{\partial U_z}{\partial z} - \frac{\partial U_y}{\partial y} \cdot \frac{\partial U_z}{\partial z} \right). \quad (5)$$

Для решения уравнения (4) используется маршевый метод [29] в комплексной арифметике для каждой гармоники ЧСЛ.

Учет фазовых характеристик акустических волн производится с использованием локального комплексного акустического импеданса Z , при этом граничное условие для k – гармоники ЧСЛ задано в виде:

$$\frac{\partial(h_k - g_k)}{\partial n} = -\frac{1}{a_0 Z_k} \frac{\partial(h_k - g_k)}{\partial t}, \quad (6)$$

где k – номер гармоники ЧСЛ, n – нормаль к границе, g – пульсация энтальпии вихревой моды.

В уравнении (2) источник шума выделяется в результате строгих математических преобразований. Такой подход убирает условности, связанные с определением источника акустических волн в методе аэроакустической аналогии и гарантирует, что численное моделирование адекватно отражает источник акустических колебаний.

Уравнение (4) решается в два этапа. На первом этапе производится расчет вихревой моды – нестационарного течения в модели несжимаемой среды (уравнения Навье-Стокса и $k - \varepsilon$ модель турбулентности [30] с граничными условиями в форме пристеночных функций).

После достижения сходимости к квазистационарному периодическому решению определяется источниковая функция. На втором этапе решается неоднородное волновое уравнение для определения пульсаций энтальпии h .

2. Расчетное исследование

2.1. Предмет исследования

Расчетное исследование проведено для винта Parrot Mambo Drone. Диаметр винта 70 мм, частота вращения 12000 об/мин.

Рассматриваются две конфигурации с шестью винтами (конфигурация винтов «Гекса») в сравнении с отдельным винтом в режиме висения. Винты помещены в расчетную область в форме полусферы радиусом 5 м. Нижняя часть полусферы моделирует твердую абсолютно отражающую поверхность.

Плоскость вращения винта, показанная сечением со стрелкой на рисунке 1, расположена на расстоянии 1.5 м от твердой поверхности.

Используется однопроцессорная версия программного обеспечения, созданного на базе пакета FlowVision 2.5x.

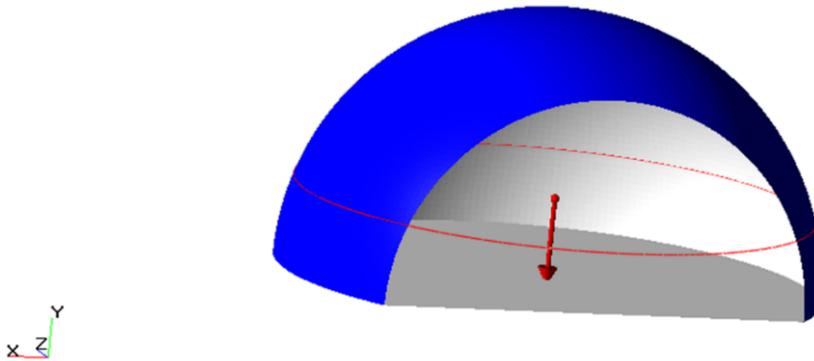


Рис. 1. Расчетная область

2.2. Конечно-разностная сетка и граничные условия

Начальная сетка образована прямоугольными (кубическими) ячейками с размером грани 0.1667 м. Этот размер обеспечивает свыше пяти ячеек сетки на длину волны первой гармоники ЧСЛ лопастей винта.

Вблизи винта проводится адаптация (измельчение) узлов сетки, при этом каждая ячейка первоначальной сетки делится на восемь ячеек, образуя сетку первого уровня. Дальнейшее измельчение приводит к сетке второго уровня и т.д. В данной работе использовались сетки до 7-го уровня адаптации вблизи винтов. Прилегающая к области винтов сетка имеет шестой уровень адаптации. На рисунке 2 показана адаптированная сетка для конфигурации Гекса.

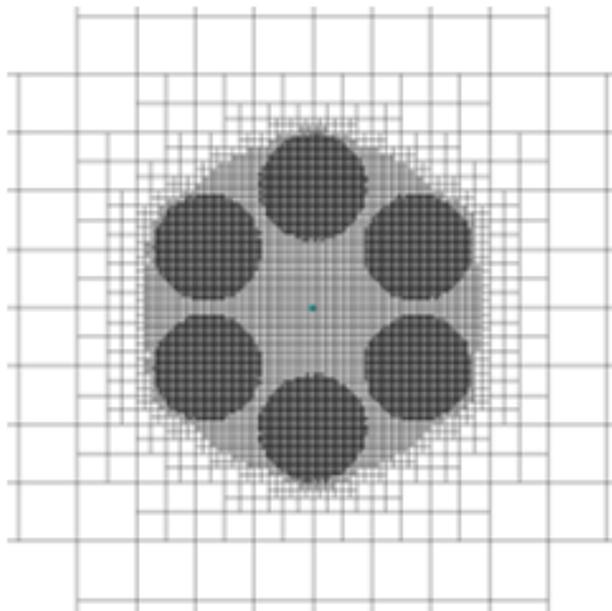


Рис. 2. Адаптация сетки вблизи шести винтов, вид в плане

На «воздушной» границе полусферы задается условие нулевого давления (относительно «опорного» атмосферного давления) и нулевых градиентов скорости. На «твердой» границе задан логарифмический профиль скорости при шероховатости 1000 мкм. На поверхности винта также задан логарифмический закон для профиля скорости с нулевой шероховатостью.

На твердой границе задан бесконечный акустический импеданс. На воздушной границе акустический импеданс равен акустическому сопротивлению $Z = \rho \cdot a_0$.

2.3. Результаты расчета параметров вихревой моды

Расчеты проведены «методом подвижного тела» — в процессе расчета винт поворачивается, моделируя реальное вращение. На рисунке 3 приведено характерное распределение мгновенного поля давления и скорости в плоскости, прилегающей к плоскости вращения винта (7 мм над лопастями винтов), которое показывает существенную неоднородность давления, обусловленную вихревым характером обтекания лопастей потоком.

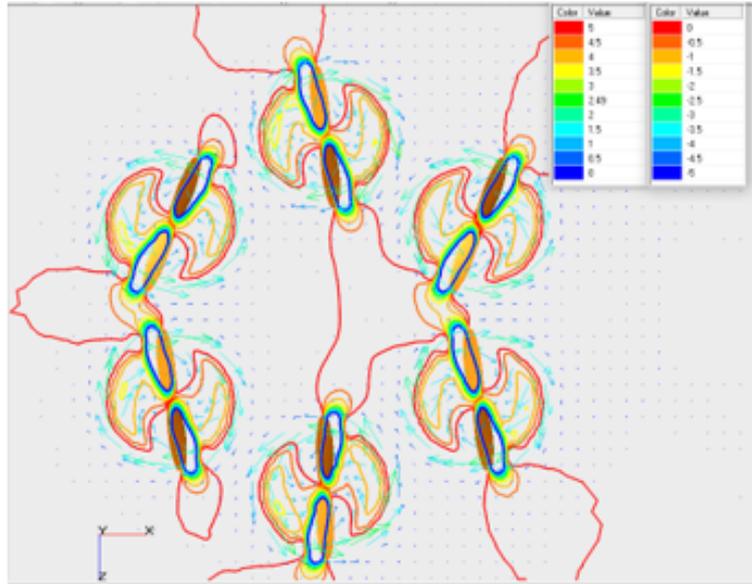


Рис. 3. Мгновенное поле давления и скорости над плоскостью вращения винтов для первой схемы положения винтов Гекса, м/с, Па

Мгновенное поле давления в меридиональной плоскости имеет неоднородность на два порядка ниже, чем в плоскости вращения винта, поэтому источник гармонических пульсаций ЧСЛ определяется в основном распределением давления на лопастях винта. Структура источника S , который определяется формулой (5), ранее уже была описана в [28].

2.4. Результаты расчета акустической моды

2.4.1. Акустического поле отдельного винта

В постпроцессорной обработке результатов расчетов определялась средняя интенсивность звука I на поверхности полусферы и излучаемая звуковая мощность Π по формулам:

$$I = \frac{A^2}{2\rho a_0}. \quad (7)$$

Здесь A – амплитуда гармоники ЧСЛ, ρ_0 и a_0 – плотность и скорость звука в невозмущенной среде. Интегрирование интенсивности производится по поверхности полусферы F :

$$\Pi = 10 \lg \left(\frac{\iint F IdF}{10^{-12}} \right) \text{ дБ}. \quad (8)$$

Важно отметить, что в плоскости вращения фиксируется устойчивая структура поля в виде квази-спиральных мод источника квадрупольного типа. Распределение амплитуды акустического давления существенно меняется в зависимости от расстояния до винта. Вблизи винта это обусловлено затуханием колебаний вихревой моды. В плоскости вращения винта, при увеличении расстояния до 10 – 20 его диаметров, амплитуда колебаний снижается в 100 раз. Таким образом, влияние конфигурации винтов гексакоптера на акустическое поле обусловлено интерференцией вихревых источников, то есть гидродинамическое взаимодействие с учетом их взаимного положения [31, 32], а также интерференции в ближнем звуковом поле.

2.4.2. Результаты расчета акустического поля для двух разных взаимных положений винтов в конфигурации Гекса (Hexa)

Источниковая функция гармонического шума ЧСЛ отдельного винта представляет собой две соосных, вращающихся вместе с ротором, вихревые зоны. Для снижения генерации шума необходимо снизить интерференцию этих зон. Рассмотренное взаимное положение винтов показано на рисунке 4.

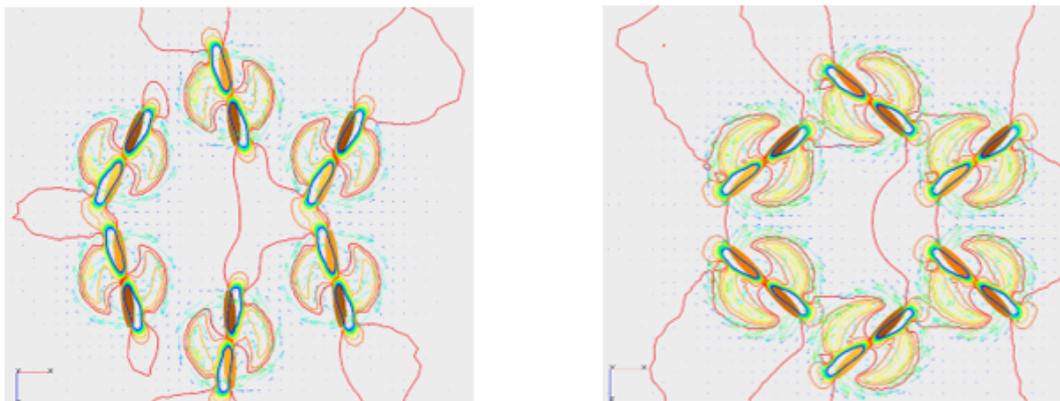


Рис. 4. Варианты взаимного положения винтов (слева – положение 1, справа – положение 2)

На рисунках 5 и 6 представлены сравнительные результаты поля акустического давления в плоскости вращения и распределения первой гармоники амплитуды ЧСЛ на боковой поверхности сферической области расчета.

Результаты расчета звуковой мощности для двух вариантов взаимного расположения винтов в конфигурации Гекса (Hexa) сведены в таблицу 1, откуда видно, что разница в звуковой мощности двух рассмотренных вариантов составляет 4 дБ.

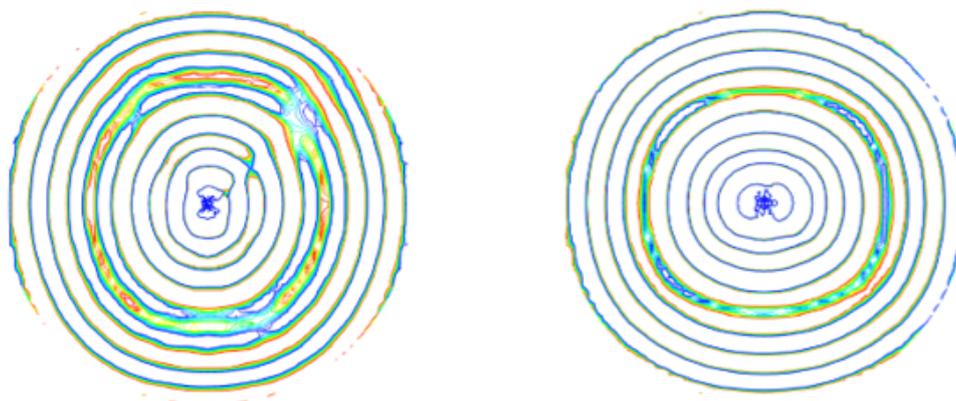


Рис. 5. Акустическое давление в плоскости вращения, шкала $+0.0025/-0.0025$ Па (слева – положение 1, справа – положение 2)

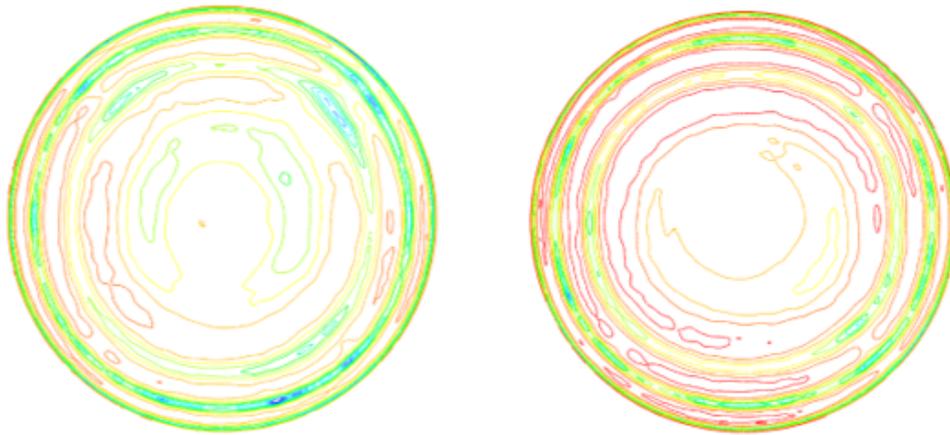


Рис. 6. Амплитуда первой гармоники ЧСЛ на сфере, шкала 55/25 дБ
(слева – положение 1, справа – положение 2)

Таблица 1

Излучаемая звуковая мощность

Конфигурация	Звуковая мощность, дВ
Отдельный винт	44
Гекса 1	50
Гекса 2	54

Заключение

Продемонстрировано использование акустико-вихревой декомпозиции с решением волнового уравнения прямым методом для моделирования шума винтов гексакоптера в режиме висения.

Мульти-роторные схемы дают повышение звуковой мощности первой гармоники ЧСЛ на 6-10 дБ по сравнению с одним ротором.

Изменение взаимного положения винтов позволяет снизить звуковую мощность ЧСЛ на 4 дБ.

Список литературы

1. “ABCNews: Whining drones bringing burritos and coffee are bitterly dividing Canberra residents.” <https://www.abc.net.au/news/2018-11-09/noise-from-drone-delivery-service-divides-canberra-residents/10484044>. Accessed: 11-03-2019.
2. “BBC News: Why your pizza may never be delivered by drone.” <https://www.bbc.com/news/business-46483178>. Accessed: 11-03-2019.
3. P.A Moshkov., V.F. Samokhin, A.A. Yakovlev «Selection of an audibility criterion for propeller driven unmanned aerial vehicle» // Russian Aeronautics. 2018. Vol. 61. No. 2. pp. 149-155. DOI: 10.3103/S1068799818020010

4. P. Moshkov, N. Ostrikov, V. Samokhin, A. Valiev «Study of Ptero-G0 UAV Noise with Level Flight Conditions» // 25th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference. 2019. AIAA Paper No. 2019-2514. <https://doi.org/10.2514/6.2019-2514>
5. E. Franssen, Van C. Wichen, N. Nagelkerke and E. Lebret, “Aircraft Noise Around a Large International Airport and Its Impact on General Health and Medication Use,” *Occupational and Environmental Medicine*, Vol. 61, No. 5, 2004, pp. 405–413.
6. H. Swift, “A Review of the Literature Related to Potential Health Effects of Aircraft Noise,” Partnership for Air Transportation Noise and Emissions Reduction, Massachusetts Inst. of Technology PARTNERCOE-2010-003, Cambridge, MA, July 2010.
7. N. Kloet, S. Watkins, and R. Clothier «Acoustic signature measurement of small multi-rotor unmanned aircraft systems» *International Journal of Micro Air Vehicles*, vol. 9, pp. 3–14, Feb. 2017.
8. Andrey Aksenov, Petr Moshkov, Alexey Yakovlev, Dmitry Klimenko, Sergey Fedoseev Application of Acoustic-Vortex Decomposition for Numerical Simulation of Drone Propeller Noise. QUIET DRONES Second International e-Symposium 27th to 30th June 2022
9. Sergey Timushev, Alexey Yakovlev, Dmitry Klimenko, Andrey Aksenov, Vladimir Gavriluk, Pyotr Moshkov CFD-CAA Approach for Sound Generation and Propagation in the UAV Propeller With Subsonic Flow Quiet Drones. International e-Symposium on UAV/UAS Noise Remote from Paris – 19th to 21st October 2020
10. Abhishek Kumar Sahai “Consideration of aircraft noise annoyance during conceptual aircraft design” (PhD thesis) June 2016 <http://publications.rwth-aachen.de/record/668901>. Accessed: 27-02-2020.
11. C. E. Tinney and J. Sirohi “Multicopter Drone Noise at Static Thrust,” *AIAA Journal*, vol. 56, pp. 2816–2826, July 2018
12. B. Magliozzi, D. B. Hanson, and R. K. Amiet, “Propeller and Propfan Noise,” *Aeroacoustics of Flight Vehicles: Theory and Practice*, edited by H. H. Hubbard, Vol. 1, NASA Reference Publ. 1258, Hampton, VA, 1991, pp. 1–64.
13. M.J. Lighthill 1952 *Proceedings of the Royal Society, London A* 211, 564-587. On sound generated aerodynamically. Part I. General Theory
14. N. Curle The influence of solid boundaries upon aerodynamic sound. *Proc. Royal Soc. A* 231, p.505-514, 1955
15. J. E. Ffowcs -Williams and D. L. Hawkings , “Sound Generation by Turbulence and Surfaces in Arbitrary Motion,” *Philosophical Transactions of the Royal Society of London, Series A: Mathematical and Physical Sciences*, Vol. 264, No. 1151, 1969, pp. 321–342. doi:10.1098/rsta.1969.0031
16. F. Farassat and M.K. Myers «Extension of Kirchhoff’s formula to radiation from moving surfaces». *Journal of Sound and Vibration* 123, 451-461 1988.
17. А. Н. Колмогоров Уравнения турбулентного движения несжимаемой жидкости. *Изв. АН СССР, сер. физ.*,6, №1–2,56-58, 1942.
18. Д. И. Блохинцев Акустика неоднородной движущейся среды. М.: Наука, 1986
19. М.Е. Голдстейн Аэроакустика. М.: Машиностроение, 1981.
20. Е.П. Столяров Возбуждение звука малыми возмущениями энтропии и завихренности в пространственно неоднородных течениях сжимаемого идеального газа.- В кн. Акустика турбулентных потоков. М.: Наука, 1983
21. S.C. Crow Aerodynamic Sound Emission as a Singular Perturbation Problem.- *Studies in Applied Mathematics*, 1970, vol. XLIX, No.1.
22. К.И. Артамонов Термогидроакустическая устойчивость. М.:Машиностроение, 1982. – 261С.
23. S. Timouchev, J. Tourret, Numerical Simulation of BPF Pressure Pulsation Field In

Centrifugal Pumps. 19th International Pump Users Symposium, Houston, Texas (USA) 25-28 Feb 2002. Proceedings, pp.85-105

24. Serguei Timouchev, Anatoly Nedashkovsky, Goran Pavic Experimental Validation of Axial Fan 3D Acoustic-Vortex Method CFD-CAA Study. Proceedings of 3rd International symposium on Fan Noise 2007, 19-21 September 2007, Lyon, France

25. А. А. Аксенов, В. Н. Гаврилюк, С. Ф. Тимушев Численное моделирование тонального шума вентиляторов компьютерных устройств и систем кондиционирования. Акустический Журнал, 2016, том 62, № 4, с. 442–450

26. Тимушев С.Ф., Гаврилюк В.Н., Аксенов А.А., Клименко Д.В. Моделирование источника и акустического поля тонального шума лопаточных машин Noise. Theory and practice. Том 3 №3 (III, 2017)

27. Sergey F Timushev, Dmitry V Klimenko, «Computation of BPF pressure pulsations in the LRE screw-centrifugal pump with 3D acoustic-vortex method», INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings, 255, 3, 4157- 4165, 2017, Institute of Noise Control Engineering.

28. А. А. Аксенов, С. Ф. Тимушев, Д. В. Клименко, С. Ю. Федосеев Применение акустико-вихревого метода для моделирования шума пропеллера мультикоптера. Математическое моделирование, т.33, 2023. (В печати)

29. K.J. Baumeister Time-dependent difference theory for noise propagation in a two-dimensional duct.- AIAA Paper, 1980, No.80-0098, 7 p.

30. Wilcox, D. C., (1994) “Turbulence modeling for CFD” // DCW Industries, Inc. 460p.

31. Richard Healy Matthew Misiorowski Farhan Gandhi A Systematic CFD-Based Examination of Rotor-Rotor Separation Effects on Interactional Aerodynamics for Large eVTOL Aircraft. Presented at the Vertical Flight Society 75th Annual Forum & Technology Display, Philadelphia, Pennsylvania, May 13–16, 2019.

32. Brendan Smith, Farhan Gandhi, Robert Niemiec A Comparison of Multicopter Noise Characteristics with Increasing Number of Rotors/ Presented at the Vertical Flight Society’s 76th Annual Forum & Technology Display, Virginia Beach, Virginia, October 6-8, 2020.

References

1. “ABCNews: Whining drones bringing burritos and coffee are bitterly dividing Canberra residents.” <https://www.abc.net.au/news/2018-11-09/noise-from-drone-delivery-service-divides-canberra-residents/10484044>. Accessed: 11-03-2019.

2. “BBC News: Why your pizza may never be delivered by drone.” <https://www.bbc.com/news/business-46483178>. Accessed: 11-03-2019.

3. P.A Moshkov., V.F. Samokhin, A.A. Yakovlev «Selection of an audibility criterion for propeller driven unmanned aerial vehicle» // Russian Aeronautics. 2018. Vol. 61. No. 2. pp. 149-155. DOI: 10.3103/S1068799818020010

4. P. Moshkov, N. Ostrikov, V. Samokhin, A. Valiev «Study of Ptero-G0 UAV Noise with Level Flight Conditions» // 25th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference. 2019. AIAA Paper No. 2019-2514. <https://doi.org/10.2514/6.2019-2514>

5. E. Franssen, Van C. Wichen, N. Nagelkerke and E. Lebet, “Aircraft Noise Around a Large International Airport and Its Impact on General Health and Medication Use,” Occupational and Environmental Medicine, Vol. 61, No. 5, 2004, pp. 405–413.

6. H. Swift, “A Review of the Literature Related to Potential Health Effects of Aircraft Noise,” Partnership for Air Transportation Noise and Emissions Reduction, Massachusetts Inst. of Technology PARTNERCOE-2010-003, Cambridge, MA, July 2010.

7. N. Kloet, S. Watkins, and R. Clothier «Acoustic signature measurement of small multi-rotor unmanned aircraft systems» *International Journal of Micro Air Vehicles*, vol. 9, pp. 3–14, Feb. 2017.
8. Andrey Aksenov, Petr Moshkov, Alexey Yakovlev, Dmitry Klimenko, Sergey Fedoseev Application of Acoustic-Vortex Decomposition for Numerical Simulation of Drone Propeller Noise. QUIET DRONES Second International e-Symposium 27th to 30th June 2022
9. Sergey Timushev, Alexey Yakovlev, Dmitry Klimenko, Andrey Aksenov, Vladimir Gavriilyuk, Pyotr Moshkov CFD-CAA Approach for Sound Generation and Propagation in the UAV Propeller With Subsonic Flow Quiet Drones. International e-Symposium on UAV/UAS Noise Remote from Paris – 19th to 21st October 2020
10. Abhishek Kumar Sahai “Consideration of aircraft noise annoyance during conceptual aircraft design” (PhD thesis) June 2016 <http://publications.rwth-aachen.de/record/668901>. Accessed: 27-02-2020.
11. C. E. Tinney and J. Sirohi “Multirotor Drone Noise at Static Thrust,” *AIAA Journal*, vol. 56, pp. 2816–2826, July 2018
12. B. Magliozzi, D. B. Hanson, and R. K. Amiet, “Propeller and Propfan Noise,” *Aeroacoustics of Flight Vehicles: Theory and Practice*, edited by H. H. Hubbard, Vol. 1, NASA Reference Publ. 1258, Hampton, VA, 1991, pp. 1–64.
13. M.J. Lighthill 1952 *Proceedings of the Royal Society, London A* 211, 564-587. On sound generated aerodynamically. Part I. General Theory
14. N. Curle The influence of solid boundaries upon aerodynamic sound. *Proc. Royal Soc. A* 231, p.505-514, 1955
15. J. E. Ffowcs -Williams and D. L. Hawkings , “Sound Generation by Turbulence and Surfaces in Arbitrary Motion,” *Philosophical Transactions of the Royal Society of London, Series A: Mathematical and Physical Sciences*, Vol. 264, No. 1151, 1969, pp. 321–342. doi:10.1098/rsta.1969.0031
16. F. Farassat and M.K. Myers «Extension of Kirchhoff’s formula to radiation from moving surfaces». *Journal of Sound and Vibration* 123, 451-461 1988.
17. A. N. Kolmogorov *Upravneniya turbulentnogo dvizheniya neshhimaemoj zhidkosti. Izv. AN SSSR, ser. fiz.*,6, №1–2,56-58, 1942.
18. D. I. Blohincev *Akustika neodnorodnoj dvizhushchejsya sredy*. M.: Nauka, 1986
19. М.Е. Голдстейн *Аэроакустика*. М.: Машиностроение, 1981. Marvin E. Goldstein *Aeroacoustics*. McRAW-HILL International Book Company, 1976
20. Е.Р. Stolyarov *Vozbuzhdenie zvuka malymi vozmushcheniyami entropii i zavihrennosti v prostranstvenno neodnorodnyh techeniyah szhimaemogo ideal'nogo gaza*.- V kn. *Akustika turbulentnyh potokov*. M.: Nauka, 1983.
21. S.C. Crow *Aerodynamic Sound Emission as a Singular Perturbation Problem*.- *Studies in Applied Mathematics*, 1970, vol. XLIX, No.1.
22. K.I. Artamonov *Termohydroacoustical instability*. M.: Mashinostroenie, 1982, 261p.
- .
23. S. Timouchev, J. Turrett, Numerical Simulation of BPF Pressure Pulsation Field In Centrifugal Pumps. 19th International Pump Users Symposium, Houston, Texas (USA) 25-28 Feb 2002. *Proceedings*, pp.85-105
24. Serguei Timouchev, Anatoly Nedashkovsky, Goran Pavic Experimental Validation of Axial Fan 3D Acoustic-Vortex Method CFD-CAA Study. *Proceedings of 3rd International symposium on Fan Noise 2007*, 19-21 September 2007, Lyon, France
25. A.A. Aksenov, V.N. Gavriilyuk, S.F. Timushev «Numerical simulation of tonal fan noise of computers and air conditioning systems». *Acoustical Physics*, 62, 4, 447-455, 2016, Pleiades Publishing

-
26. Sergey F. Timushev, Vladimir N. Gavrilyuk, Andrey A. Aksenov, Dmitry V. Klimenko Turbomachinery tonal noise source and acoustic field CFD-CAA modeling in presence of SAS complex acoustic impedance boundaries Noise. Theory and practice. Vol. 3 №3 (III, 2017)
27. Sergey F Timushev, Dmitry V Klimenko, «Computation of BPF pressure pulsations in the LRE screw-centrifugal pump with 3D acoustic-vortex method», INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings, 255,3,4157- 4165, 2017, Institute of Noise Control Engineering.
28. Andrey Aksenov, Sergey Timushev, Dmitry Klimenko, Sergey Fedoseev Application of acoustic-vortex method for CFD-CAA modelling of multicopter noise. Mathematical modelling, 2023 vol.33 (to be published).
29. K.J. Baumeister Time-dependent difference theory for noise propagation in a two-dimensional duct.- AIAA Paper, 1980, No.80-0098, 7 p.
30. Wilcox, D. C., (1994) "Turbulence modeling for CFD" // DCW Industries, Inc. 460p.
31. Richard Healy Matthew Misiorowski Farhan Gandhi A Systematic CFD-Based Examination of Rotor-Rotor Separation Effects on Interactional Aerodynamics for Large eVTOL Aircraft. Presented at the Vertical Flight Society 75th Annual Forum & Technology Display, Philadelphia, Pennsylvania, May 13–16, 2019.
32. Brendan Smith, Farhan Gandhi, Robert Niemiec A Comparison of Multicopter Noise Characteristics with Increasing Number of Rotors/ Presented at the Vertical Flight Society's 76th Annual Forum & Technology Display, Virginia Beach, Virginia, October 6-8, 2020.

УДК: 534-14
OECD: 2.3.6

Экспериментальное исследование влияния газовых пузырей на уровень звукового давления в жидкости, собственные частоты которых близки к частотам звуковых колебаний

Зарипов Ф.А.^{1*}, Павлов Г.И.², Горбунова О.А.³

¹ Аспирант кафедры Специальных технологий в образовании,

² Д.т.н., профессор, заведующий кафедрой Специальных технологий в образовании,

³ К.т.н., доцент кафедры Промышленной и экологической безопасности,

^{1,2,3} Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева-КАИ, г. Казань, РФ

Аннотация

В гидравлических системах часто можно встретить газопузырьковые жидкости, которые образуются в результате подсоса воздуха из окружающей среды и его смешения с жидкой фазой. Самопроизвольное попадание воздуха в жидкую среду оказывает негативное воздействие на конструктивные элементы технических систем, а также на работу самой системы. В некоторых случаях газовые пузырьки могут вызвать положительный эффект, например, уменьшать уровень звуковых колебаний в жидкостях. В данной статье приведены результаты экспериментов по определению дисперсных характеристик керамического распылителя воздуха в водную среду, расчётов собственных частот газовых пузырей и на основе полученных результатов объяснена причина неравномерности затухания амплитуды звукового давления на разных обертонах.

Ключевые слова: подавление резонансных колебаний в жидкостных трактах, пузырьки газа, диссипация звуковой энергии, колебания среды, стоячая волна в жидкостях.

Experimental study of the effect of gas bubbles on the level of sound pressure in a liquid, the natural frequencies of which are close to the frequencies of sound vibrations

Zaripov A.F.^{1*}, Pavlov G.I.², Gorbunova O.A.³

¹ Graduate student, Department of Special Technologies in Education,

² DSc, Professor, Department of Special Technologies in Education,

³ PhD, Associate Professor, Department of industrial and environmental safety,

^{1,2,3} Kazan National Research Technical University named after A.N. Tupolev-KAI, Kazan, Russia

Abstract

In hydraulic systems, it is often possible to find gas bubbling liquids, which are formed as a result of the suction of air from the environment and its mixing with the liquid phase. Spontaneous ingress of air into the liquid medium has a negative impact on the structural elements of the technical systems, as well as on the operation of the system itself. In some cases, gas bubbles can cause a positive effect, such as reducing the level of sound vibrations in liquids. This article presents the results of experiments to determine the dispersed characteristics of a ceramic air sprayer into an aqueous medium, calculate the natural frequencies of gas bubbles,

*E-mail: zaripovfa@mail.ru (Зарипов Ф.А.)

and based on the results obtained, the reason for the uneven attenuation of the amplitude of sound pressure on different overtones is explained.

Keywords: suppression of resonant oscillations in liquid paths, gas bubbles, sound energy dissipation, medium vibrations, standing wave in liquids.

Введение

В гидравлических системах часто можно встретить газопузырьковые жидкости, которые образуются в результате подсоса воздуха из окружающей среды и его смешения с жидкой фазой. Самопроизвольное попадание воздуха в жидкую среду оказывает негативное воздействие на конструктивные элементы технических систем, а также на работу самой системы [1-10]. В некоторых случаях, газовые пузырьки могут вызвать положительный эффект, например, уменьшить уровень звуковых колебаний в жидкостях [11]. Благодаря этому эффекту можно подавить стоячие волны, пагубно влияющие на расчётные параметры многих технических устройств. Газовые пузыри в жидкостях ведут себя достаточно устойчиво и в большинстве случаев являются полидисперсными. Собственные частоты колебаний газовых пузырьков зависят от их диаметра. При некоторых соотношениях этих частот с частотами звуковых колебаний, распространяющихся в жидкости, должно наблюдаться взаимное их влияние. Применительно к ультразвуковым колебаниям в газопузырьковых жидкостях такие исследования проводились многими авторами [12-14]. В диапазоне низкочастотных колебаний работ по исследованию взаимного влияния собственных частот колебаний пузырей и звуковых частот мало.

Изучению процессов взаимодействия пузырьков газа с звуковыми волнами, где их носителем является жидкость, посвящены работы [4, 12-19]. Однако, из имеющихся данных не представляется возможным построение целостной картины взаимного влияния газовых пузырей и волны звукового давления, когда собственные частоты газовых пузырей близки к частотам звуковых колебаний. Она крайне важна при решении практических задач, в частности, когда необходимо нивелировать влияние стоячей волны на работу жидкостных расходомеров.

Целью данной работы явилось экспериментальное подтверждение зависимости уровней звукового давления в жидкости от размеров газовых пузырей.

1. Описание экспериментального стенда и порядок проведения исследований

Экспериментальный стенд состоит из объекта исследования, измерительных систем и устройства генерации колебаний. На рисунке 1 представлен объект исследования - цилиндрическая труба (5) длиной 1,5 м, прикрепленная к стойке (6). Труба заполнена водой. В нижний конец трубы (5) вмонтирован поршень с резиновой мембраной (4), соединенный при помощи штока с вибростолом (7) вибрационной установки. Электрический сигнал, подаваемый на вибрационную установку, формировался генератором электрических сигналов (1). Регистрация параметров колебаний в жидкости осуществлялась акустическим датчиком (9), положение которого в трубе относительно верхнего среза трубы изменяемо. Сигнал с датчика передавался на измерительный комплекс «Экофизика» (2), подключенный к ЭВМ. Газ в трубу подводился из баллона со сжатым газом, расход которого регулировался редуктором [20].



Рис. 1. Общий вид экспериментального стенда

1 – генератор электрических сигналов, 2 – измерительный комплекс «Экофизика» с пьезодатчиком, 3 – термоанемометр, 4 – поршень механического генератора колебаний с резиновой мембраной, 5 – цилиндрическая труба, 6 – стойка, 7 – вибростол вибрационной установки

Пузырьки генерировались пористым керамическим наконечником, расположенным в нижней части трубы (5) вблизи поршня (4). Расход подаваемого газа измерялся термоанемометром (3) с цифровой индикацией [20].

Принцип работы стенда заключался в следующем. Труба (5) заполнялась водой. На баллоне со сжатым газом открывался кран. Включался измеритель расхода газа (3). Редуктором устанавливался необходимый объемный расход газа (по скорости газа). В случае необходимости лишняя жидкость из трубы сливалась. Газ через керамический наконечник в виде пузырьков поступал в жидкость, которые под действием сил Архимеда поднимались вверх. В трубе формировалась двухфазная среда – «жидкость + газы». Содержание газов в трубе (5) определялось объемным методом. После включения генератора электрических сигналов (1) в соответствии с заданным сигналом, вибростол (7) передавал на поршень (4) механические колебания. Колеблющийся поршень (4) генерировал в жидкости возмущения давления пропорциональные электрическому сигналу. Вибрационная установка с генератором электрических сигналов позволяет формировать в жидкости звуковые колебания различной частоты и амплитуды. Путем подбора частоты колебаний поршня в трубе (5) можно вызвать резонансные колебания [20].

2. Результаты исследований и их анализ

Исследования влияния размера газового пузыря на уровень звукового давления в пучности стоячей волны, образующейся в трубе с водой, проводились на аргоне. В ходе экспериментов объемный расход газа не менялся и составлял $V = 0,3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$. Анализировались уровни звукового давления на тех частотах,

которые для экспериментальной трубы являлись резонансными: 260 Гц, 770 Гц, 1250 Гц. В экспериментах длина трубы оставалась постоянной и равнялась 1,5 м. Результаты экспериментальных исследований в табличной форме приведены ниже.

Таблица 1

Разность уровней звукового давления на резонансных частотах до и после подачи газов

Вид газа	Разность уровней звукового давления на резонансных частотах, дБ		
	260 Гц	770 Гц	1250 Гц
Аргон	33	42	34

Из таблицы видно, что снижение уровня звукового давления сильно зависит от резонансной частоты - наибольшая диссипация энергии волны происходит на обертоном 770 Гц. Для выяснения причин выявленной закономерности проводились исследования содержания аргона в газожидкостной смеси при неподвижном положении поршня и при его колебаниях на частотах равных резонансным. Далее рассчитывались плотности смесей. Расход подаваемых газов на входе в керамический наконечник поддерживался один и тот же $V = 0,3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$. Соотношение $V_{\text{Г}}/V_{\text{Ж}}$ определялось объемным методом. Неопределенность результатов измерений составляла не более 3%. Результаты исследований в табличной форме приведены ниже.

Таблица 2

Плотность смесей газа и жидкости в зависимости от частоты колебания поршня

Вид газа	Плотность смеси газа и жидкости, кг/м ³			
	0 Гц	260 Гц	770 Гц	1250 Гц
Аргон	948,1	952,1	953,1	954,1

Из данных таблицы хорошо видно, что при распространении в жидкости звуковой волны плотность газопузырьковой жидкости несколько возрастает, но она не зависит от значения частот. Из технической акустики известно, что плотность и скорость звука среды значительно влияют на уровень звукового давления, откуда следует, что уменьшение значения уровня звукового давления на частоте 770 Гц не связано с плотностью.

Если сопоставить данные таблицы, то можно прийти к следующим выводам и рассуждениям:

1. При колебаниях плотность смеси газа и жидкости несколько возрастает по сравнению с плотностью смеси в отсутствие колебаний.

2. Стоячие волны достаточно эффективно гасятся подачей в трубу газов в пучность давления, расположенной вблизи поршня.

3. Зависимость разности уровней звукового давления от резонансных частот значительна. Наибольшая диссипация звуковой энергии происходит на первом обертоном, $f=770$ Гц. Это можно объяснить следующим. Газовые пузырьки в исследуемой трубе создаются керамическим наконечником, имеющим поры разных диаметров. От размеров пор зависит диаметр пузырьков. Пузырьки имеют собственные частоты колебаний, которые в принятых условиях проведения экспериментов главным образом зависят от их радиуса. На частотах звуковой волны близких или кратных к собственной частоте пузырьков они начинают совершать резонансные колебания. Рассеивающая способность резонансных пузырьков хорошо известна [19, 21]. Наличие даже

небольшого числа пузырьков на пути распространения звуковых волн в воде приводит к значительному рассеиванию звука. Вышесказанное подтверждено экспериментами. Для определения спектра размеров пузырьков, формируемых керамическим распылителем, изготавливалась труба прямоугольного сечения. Передняя и задняя стенки трубы были изготовлены из стекла. Картина распределения пузырьков газа в воде, генерируемых керамическим наконечником, регистрировалась фотосъемкой. Для примера, на рисунке 2 приведена фотография смеси газа и воды.

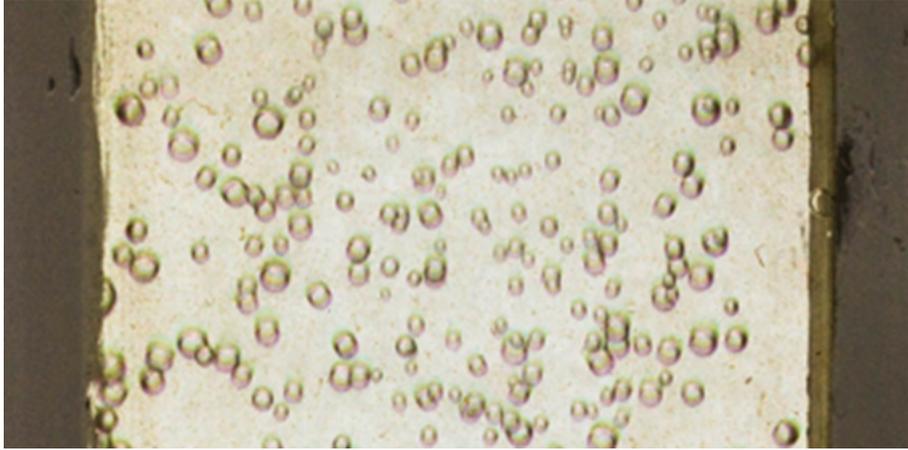


Рис. 2. Фотография смеси газа и жидкости
Объемный расход газа $V = 0,3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$

Спектр распределения пузырьков по размерам определялся путем обработки полученных фотоснимков на ПЭВМ с использованием индустриальной программы «SIAM-600 General Description». На рисунке 3 приведен спектр размеров пузырьков, формируемых керамическим распылителем.

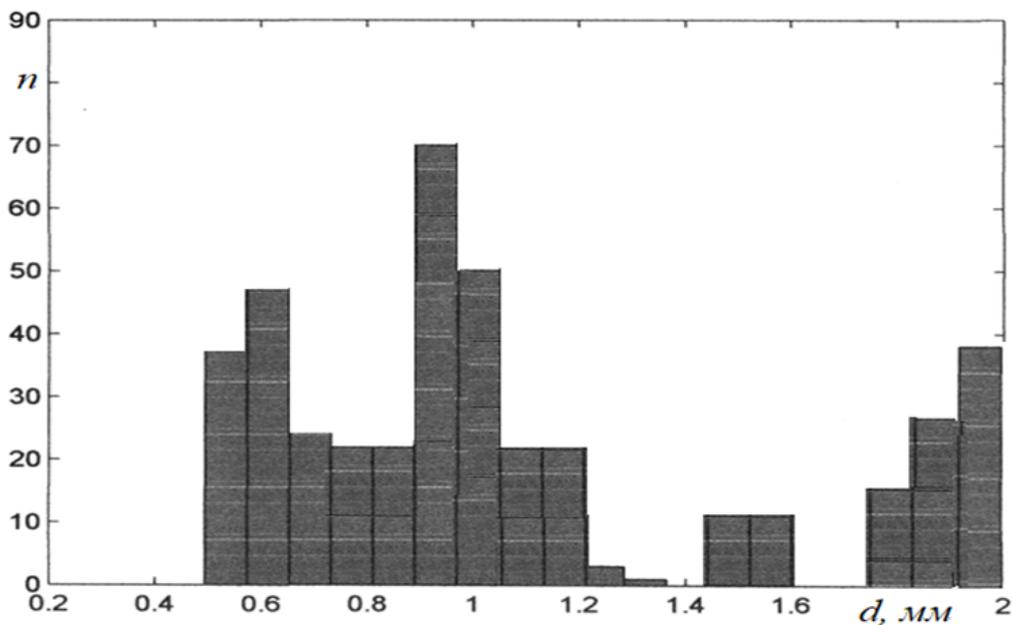


Рис. 3. Спектр размеров пузырьков аргона в воде
(n – количество пузырей определенного диаметра в единице площади,
 d – диаметр пузырей)

Из рисунка видно, что распылитель генерирует полидисперсные газовые пузырьки. Тогда рассеяние звука на данной частоте практически полностью будет определяться пузырьками «резонансного размера», то есть с пузырьками радиуса r . Для воздушного пузырька вблизи свободной поверхности воды радиус вычисляется согласно [19]:

$$kr = \sqrt{\frac{3\beta_{\text{воды}}}{\beta_{\text{газа}}}} = 0,014, \quad (1)$$

где $\beta_{\text{воды}}$ – коэффициент сжимаемости воды, $\beta_{\text{газа}}$ – коэффициент сжимаемости воздуха.

Преобразуя формулу, учитывая, что $k = \omega/c$, $\omega = 2\pi f$, (c – скорость звука в газопузырьковой жидкости, определена экспериментально, $c=310$ м/с, f – частота вынуждающей волны, Гц), получили

$$r = \frac{691}{f}, \text{ мм} \quad (2)$$

Для исследованной акустической системы частотами вынуждающей силы выбраны резонансные: 260 Гц, 750 Гц, 1250 Гц. Тогда диаметры пузырьков «резонансного размера» будут следующие: 5 мм, 1,8 мм, 1,3 мм. В спектре размеров пузырьков, определенном экспериментально, пузырьки с вычисленными диаметрами имеются. Это свидетельствует о том, что в рассмотренной системе резонансные колебания пузырьков способствуют возрастанию потерь акустической (механической) энергии. Сопоставляя данные таблицы 1 и рисунка 3, можно заметить, что эффективность рассеяния звуковой энергии на той или иной частоте зависит от количества пузырьков «резонансного размера».

Заключение

Приведенные в работе экспериментальные данные позволяют прийти к важному практическому выводу о возможности снижения уровня звукового давления на выбранной резонансной частоте путем подачи в жидкость калиброванных газовых пузырей. Если обеспечить подачу пузырьков газа с размерами, собственные частоты которых близки или кратны частоте падающих на них звуковых волн, то диссипация энергии таких волн максимальна.

Список литературы

1. А.Б. Роскин, Устройства для стабилизации колебаний давления и расхода в тепловых сетях. Новости теплоснабжения, № 02, 2004 г, с. 23-31
2. С.А. Андреева. Инновационные методы диагностики тепловых сетей. Новости теплоснабжения, № 4 (200), 2017 г., с.22-38.
3. В.М. Молочников, О.А. Душина, А.А. Паерелий, С.А. Колчин. Переход к турбулентности в канале при отрыве потока за поперечными выступами// Вестник Нижегородского университета им. Н.И. Лобачевского.- Н. Новгород: Изд-во ННГУ им. Н.И. Лобачевского, 2011. № 4. с. 31-34.
4. Л.И. Чернявский. Автоматическое регулирование паровых и газовых турбин: повышение надежности и точности систем с проточными гидросилителями. / Л. И. Чернявский. - СПб.: Энерготех, 2003. - 183 с. ISBN 5933640042

5. Svete, A., Kutin, J., Bobovnik, G., Bajsic, I. Theoretical and experimental investigations of flow pulsation effects in Coriolis mass flowmeters // *Journal of Sound and Vibration*. 2015. Т.352. С. 30-45. OI:10.1016/j.jsv.2015.05.014.
6. Юрманов, В.А., Гудков К.В. Анализ некоторых погрешностей кориолисовых расходомеров // *Современные информационные технологии*. 2006. № 4. С. 48-50.
7. Cheesewright R., Clark C. The effect of flow pulsations on Coriolis mass flow meters // *J. Fluids Struct.* – 1998. Т.12. – С.1025-1039. DOI:10.1006/jfls.1998.0176.
8. Belhadj A., Cheesewright R., Clark C. The simulation of Coriolis meter response to pulsating flow using a general purpose fcode // *J. Fluids Struct.* 2000. Т.14. С. 613-634. DOI:10.1006/jfls.2000.0287.
9. Vikram A. Kolhe, Ravindra L. Edlabadkar. Performance evaluation of Coriolis mass flow meter in laminar flow regime // *Flow Measurement and Instrumentation*. 2021. Т.77. – 101837. DOI:10.1016/j.flowmeasinst.2020.101837.
10. Haussmann, M., Claro Berreta, A., Lipeme Kouyi, G., Riviere, N., Nirschl, H., Krause, M. J. Large-eddy simulation coupled with wall models for turbulent channel flows at high Reynolds numbers with a lattice Boltzmann method – Application to Coriolis mass flowmeter // *Comput. Math. Appl.* 2019. Т.78. №10. С. 3285-3302. DOI:10.1016/j.camwa.2019.04.033.
11. Р.А Сунчари, Машков М.А., Матросов А.В. Неустойчивость и автоколебания в гидравлических следящих системах. *Динамика и виброакустика*. Т.4, № 3, 2018 г., с.16-25.
12. Нигматулин Р.И. Динамика многофазных сред. Ч. 1, 2. М.: Наука, 1987.
13. Д. А. Губайдуллин, Р. Н. Гафиятов. Акустические волны в вязкоупругих пузырьковых средах // *Теплофизика высоких температур*, 2019, том 57, № 1, с. 150–153.
14. Д. А. Губайдуллин, Р. Н. Гафиятов. Отражение и прохождение акустической волны через многофракционный пузырьковый слой // *Теплофизика высоких температур*, 2020, том 58, № 1, с. 97–100.
15. Накоряков В.Е., Покусаев Б.Г., Шрейбер И.Р. Распространение волн в газо- и парожидкостных средах. Новосибирск: ИТФ, 1983. 238 с.
16. Temkin S. *Suspension Acoustics: An Introduction to the Physics of Suspensions*. N.Y.: Cambridge University Press, 2005.
17. Шагапов В.Ш., Сарапулова В.В. Особенности преломления и отражения звука на границе пузырьковой жидкости // *Акуст. журн.* 2015. Т. 61. № 1. С. 40.
18. Avdeev A.A. *Bubble Systems*. Switzerland: Springer Int.Publ., 2016.
19. Общая акустика. М. А. Исакович. Учебное пособие. Издательство «Наука», Главная редакция физико-математической литературы, М., 1973 г.
20. Зарипов Ф.А. Экспериментальное исследование влияния различных газов на уровень звукового давления в стоячей волне в жидкости до и после подачи газа / Зарипов Ф.А., Павлов Г.И., Кочергин А.В. // *Сборник докладов Всероссийской конференции XXXVIII «Сибирский теплофизический семинар» - Новосибирск, 2022.* С.90. ISBN 978-5-89017-077-4
21. В.С. Федотовский, Т.Н. Верещагина. Низкочастотная резонансная дисперсия звука в пузырьковых средах // *Теплофизика и аэромеханика*, 2007, том 14, № 3, с. 445 - 448.

References

1. A.B. Roskin, *Ustrojstva dlya stabilizacii kolebanij davleniya i raskhoda v teplovyh setyah*. *Novosti teplosnabzheniya*, № 02, 2004 g, s. 23-31

2. S.A. Andreeva. Innovacionnye metody diagnostiki teplovyh setej. *Novosti teplosnabzheniya*, № 4 (200), 2017 g., s.22-38.
3. V.M.Molochnikov, O.A.Dushina, A.A.Paerelij, S.A. Kolchin. Perekhod k turbulentnosti v kanale pri otryve potoka za poperechnymi vystupami // *Vestnik Nizhegorodskogo universiteta im. N.I.Lobachevskogo*. - N.Novgorod: Izd-vo NNGU im. N.I.Lobachevskogo, 2011. № 4. s. 31-34.
4. L.I. CHernyavskij. Avtomaticheskoe regulirovanie parovyh i gazovyh turbin: povyshenie nadezhnosti i tochnosti sistem s protochnymi gidrousilitelyami. / L. I. CHernyavskij. - SPb.: Energotekh, 2003. - 183 s. ISBN 5933640042
5. Svete, A., Kutin, J., Bobovnik, G., Bajsic, I. Theoretical and experimental investigations of flow pulsation effects in Coriolis mass flowmeters // *Journal of Sound and Vibration*. 2015. T.352. C. 30-45. OI:10.1016/j.jsv.2015.05.014.
6. YUrmanov, V.A., Gudkov K.V. Analiz nekotoryh pogreshnostej koriolisovyh raskhodomerov // *Sovremennye informacionnye tekhnologii*. 2006. № 4. S. 48-50.
7. Cheesewright R., Clark C. The effect of flow pulsations on Coriolis mass flow meters // *J. Fluids Struct.* – 1998. T.12. – C.1025-1039. DOI:10.1006/jfs.1998.0176.
8. Belhadj A., Cheesewright R., Clark C. The simulation of Coriolis meter response to pulsating flow using a general purpose fcode // *J. Fluids Struct.* 2000. T.14. C. 613-634. DOI:10.1006/jfs.2000.0287.
9. Vikram A. Kolhe, Ravindra L. Edlabadkar. Performance evaluation of Coriolis mass flow meter in laminar flow regime // *Flow Measurement and Instrumentation*. 2021. T.77. – 101837. DOI:10.1016/j.flowmeasinst.2020.101837.
10. Haussmann, M., Claro Berreta, A., Lipeme Kouyi, G., Riviere, N., Nirschl, H., Krause, M. J. Large-eddy simulation coupled with wall models for turbulent channel flows at high Reynolds numbers with a lattice Boltzmann method – Application to Coriolis mass flowmeter // *Comput. Math. Appl.* 2019. T.78. №10. C. 3285-3302. DOI:10.1016/j.camwa.2019.04.033.
11. R.A Sunchari., Mashkov M.A., Matrosov A.V. Neustojchivost' i avtokolebaniya v gidravlicheskih sledyashchih sistemah. *Dinamika i vibroakustika*. T.4, № 3, 2018 g., s.16-25.
12. Nigmatulin R.I. *Dinamika mnogofaznyh sred*. CH. 1, 2. M.: Nauka, 1987.
13. D. A. Gubajdullin, R. N. Gafiyatov. Akusticheskie volny v vyzkouprugih puzyr'kovykh sredah // *Teplofizika vysokih temperatur*, 2019, tom 57, № 1, s. 150–153
14. D. A. Gubajdullin, R. N. Gafiyatov. Otrazhenie i prohozhdenie akusticheskoy volny cherez mnogofrakcionnyj puzyr'kovyj sloj // *Teplofizika vysokih temperatur*, 2020, tom 58, № 1, s. 97–100.
15. Nakoryakov V.E., Pokusaev B.G., SHrejber I.R. *Rasprostranenie voln v gazo- i parozhidkostnykh sredah*. Novosibirsk: ITF, 1983. 238 s.
16. Temkin S. *Suspension Acoustics: An Introduction to the Physics of Suspensions*. N.Y.: Cambridge University Press, 2005. 398 p.
17. SHagapov V.SH., Sarapulova V.V. Osobennosti prelomleniya i otrazheniya zvuka na granice puzyr'kovoy zhidkosti // *Akust. zhurn.* 2015. T. 61. № 1. S. 40
18. Avdeev A.A. *Bubble Systems*. Switzerland: Springer Int.Publ., 2016
19. Avdeev Obschaya akustika. M. A. Isakovich. *Uchebnoe posobie*. Izdatel'stvo «Nauka», Glavnaya redakciya fiziko-matematicheskoy literatury, M., 1973 g.
20. Zaripov F.A. Eksperimental'noe issledovanie vliyaniya razlichnyh gazov na uroven' zvukovogo davleniya v stoyachej volne v zhidkosti do i posle podachi gaza / Zaripov F.A., Pavlov G.I., Kochergin A.V. // *Sbornik dokladov Vserossijskoj konferencii XXXVIII «Sibirskij teplofizicheskij seminar»* - Novosibirsk, 2022. S.90. ISBN 978-5-89017-077-4
21. V.S.Fedotovskij, T.N. Vereshchagina. Nizkochastotnaya rezonansnaya dispersiya zvuka v puzyr'kovykh sredah // *Teplofizika i aeromekhanika*, 2007, tom 14, № 3, s. 445 - 448.

УДК: 621.43.062

OECD: 2.11 IF

Влияние режима работы турбокомпрессора высокофорсированного двигателя на аэродинамический шум

Глазков А.О.

¹ Аспирант, ФГУП «НАМИ», г. Москва, РФ

Аннотация

В последнее время двигателестроение стремится к снижению рабочего объема двигателя внутреннего сгорания из-за более жестких экологических норм. Данное явление называется «даунсайзингом». Для того чтобы поддерживать мощностные показатели двигателей с малым рабочим объемом на уровне с двигателями большого объема применяется турбонаддув. Было замечено достаточно много споров по поводу аэродинамического шума двигателя, форсированных по наддуву. Целью данной работы является определение влияния наличия турбокомпрессора и режима его работы на пульсации давления отработавших газов, и как следствие, на аэродинамический шум двигателя. В работе рассмотрен V-образный 8 цилиндровый двигатель, с непосредственным впрыском бензина, который в дальнейшем был дефорсирован по наддуву.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, турбокомпрессор, пульсации давления, отработавшие газы, аэродинамический шум.

The effect of the turbocharger operation mode of a high-powered engine on its aerodynamic noise

Glazkov A.O.

¹ Postgraduate student, FSUE 'NAMI', Moscow, Russia

Abstract

Recently, the engine industry has been striving to reduce the working volume of the internal combustion engine due to stricter environmental regulations. This phenomenon is called 'downsizing'. In order to maintain the power performance of engines with a small displacement at the level of large-volume engines, turbocharging is used. There has been quite a lot of controversy about the aerodynamic noise of the engine, forced by supercharging. The purpose of this work is to determine the effect of the presence of a turbocharger and its operating mode on the pulsation of exhaust gas pressure, and as a consequence, on the aerodynamic noise of the engine. The paper considers a V8-cylinder engine, with direct injection of gasoline, which was subsequently deforced by supercharging.

Keywords: internal combustion engine, turbocharger, pressure pulsations, exhaust gases, aerodynamic noise.

Введение

Аэродинамический шум возникает в результате колебания давления и скорости в газовых потоках и объемах [1]. Шум данного происхождения связан с системой воздухообмена поршневого двигателя и непосредственно связан с тактами всасывания и выпуска [2]. Шум в системе выпуска является наиболее интенсивным в автомобиле с двигателями внутреннего сгорания (ДВС). Интенсивность шума отработавших газов (ОГ) прямопропорциональна квадрату амплитуды пульсаций давления ОГ на выходе из выпускного клапана.

$$I = \frac{p^2}{2\rho c} \quad (1)$$

где I – интенсивность, p – амплитуда звукового давления, ρ – плотность среды, c – скорость звука в среде.

Существует ряд способов по снижению аэродинамического шума ДВС. Применяются два вида глушителей шума: активные и реактивные. В последних применяются резонансные или отражательные эффекты. Турбокомпрессор (ТКР) может выступать в качестве глушителя, имеющего отражательный эффект.

При увеличении нагрузки и оборотов двигателя увеличивается кинетическая энергия ОГ. При прохождении потока ОГ через лопатки турбины происходит преобразование энергии газов в механическую работу колеса турбины. Лопатки ТКР создают противодавление в выпускной системе, а с акустической точки зрения – скачок акустического импеданса, который отражает часть акустической энергии. Шум выпуска ДВС становится более ослабленным.

1. Экспериментальное исследование аэродинамического шума двигателя

В натурном эксперименте было испытано два двигателя. V-образный 8 цилиндровый наддувный (далее – V8 наддув), который имеет два ТКР на каждый полублок двигателя и V-образный 8 цилиндровый атмосферный (далее V8 атмосферный), который не имеет ТКР. Оба двигателя имели систему выпуска, в которой отсутствовали глушители шума. Система выпуска состояла из выпускного коллектора и двух каталитических нейтрализаторов. Наддувный двигатель в конструкции ТКР имеет перепускной клапан, который при малых расходах ОГ открыт и напрямую соединяет выпускной коллектор с системой выпуска (ТКР не работает) [3]. Для наддувного двигателя экспериментальным путем были получены значения давления перед турбиной на разных режимах работы ДВС. Для измерения давления ОГ перед турбиной использовался высокотемпературный датчик давления, который был установлен в выпускной коллектор двигателя. Схема испытаний аналогична описанной в работе [4]. На рис.1. представлены значения давления ОГ перед крыльчаткой турбины от оборотов двигателя.

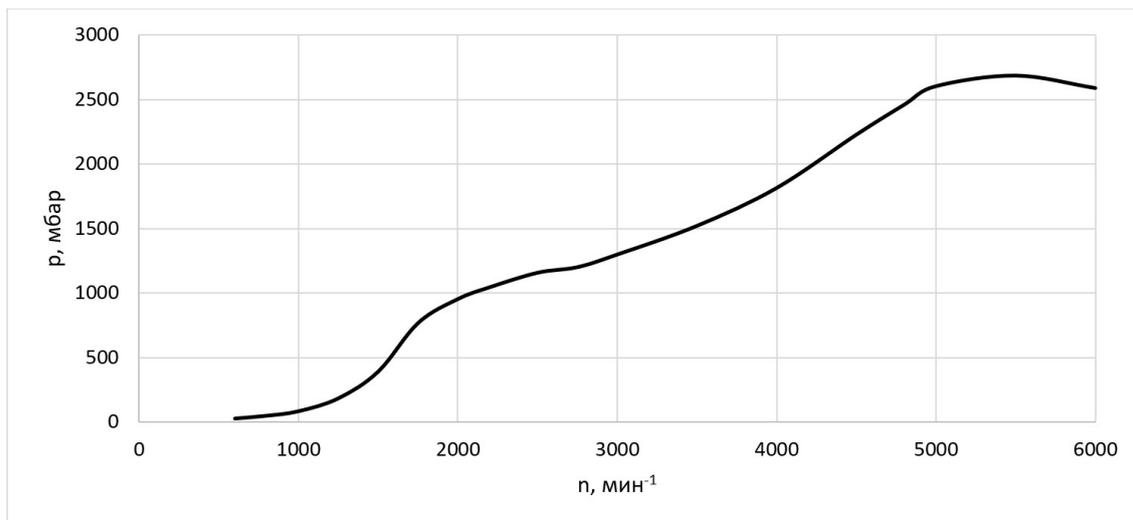


Рис. 1. Зависимость давления ОГ перед крыльчаткой турбины от оборотов двигателя

Далее был проведен замер шума на срезе трубы выпуска на трёх режимах для двух вариантов двигателей. Испытания двигателей осуществлялись в моторном боксе на динамометрическом стенде для испытаний двигателей. Акустические измерения системы выпуска проводились за пределами моторного бокса в шумоизолированном помещении. Замеры уровней шума выпуска производились микрофоном, установленным на расстоянии 140 мм от среза выпускной трубы под углом 45° от оси выпускной трубы.

Режимы испытаний представлены в табл.1.

Таблица 1

Режимы работы двигателей V8 наддув и V8 атмосферный

Обороты, мин ⁻¹	Крутящий момент, Н·м
650	40
800	140
2000	280

Результаты измерений уровней звукового давления (УЗД) выпуска, скорректированного по шкале А, в виде 1/3-октавных спектров представлены на рисунках 2-4.

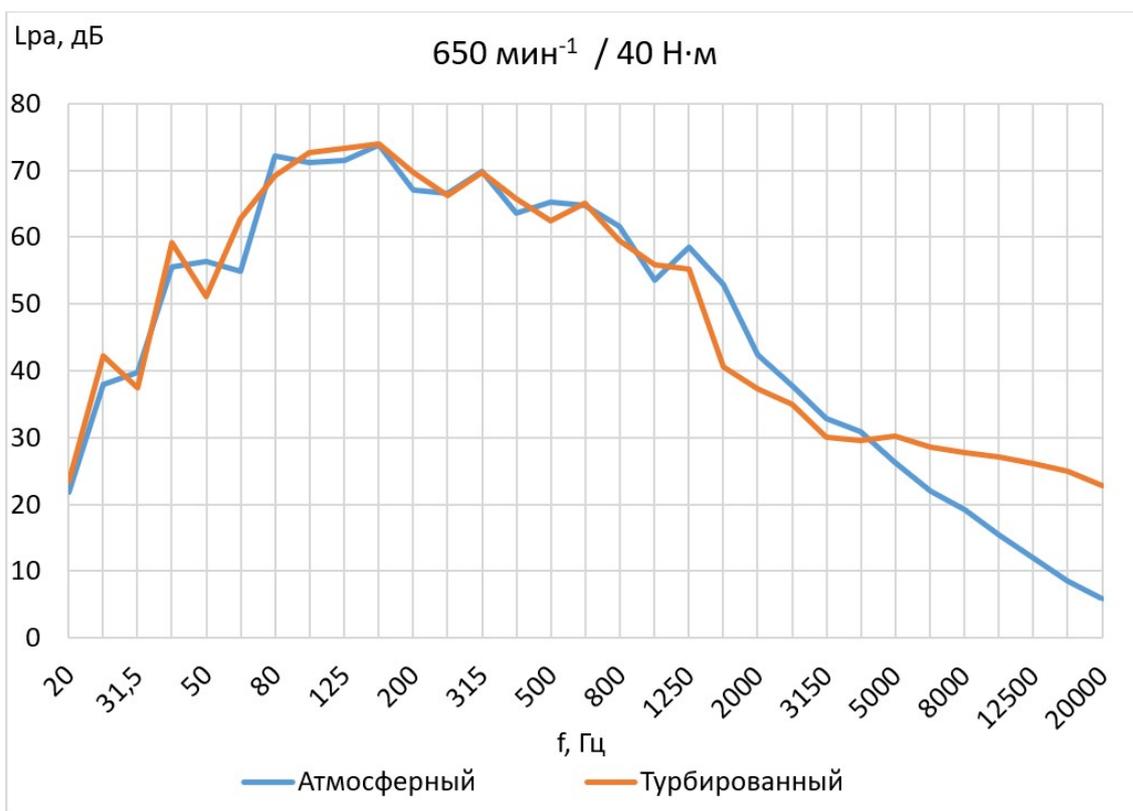


Рис. 2. Третьоктавный спектр на режиме 650 мин⁻¹ / 40 Н·м

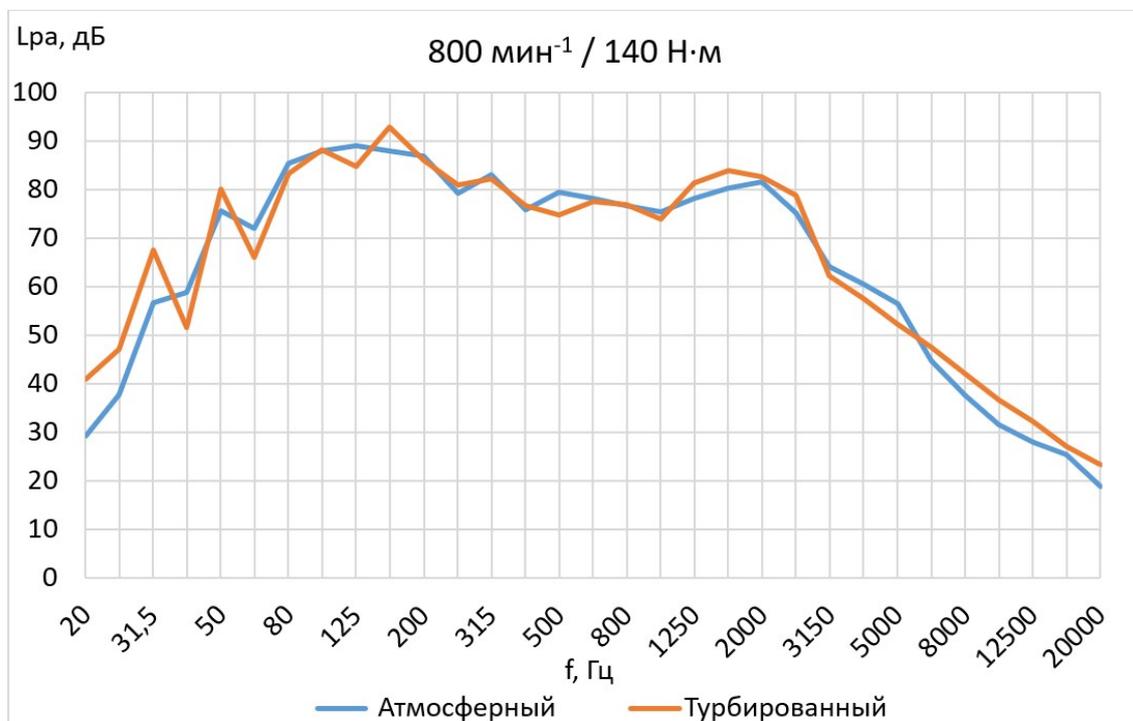


Рис. 3. Третьоктавный спектр на режиме 800 мин⁻¹ / 140 Н·м

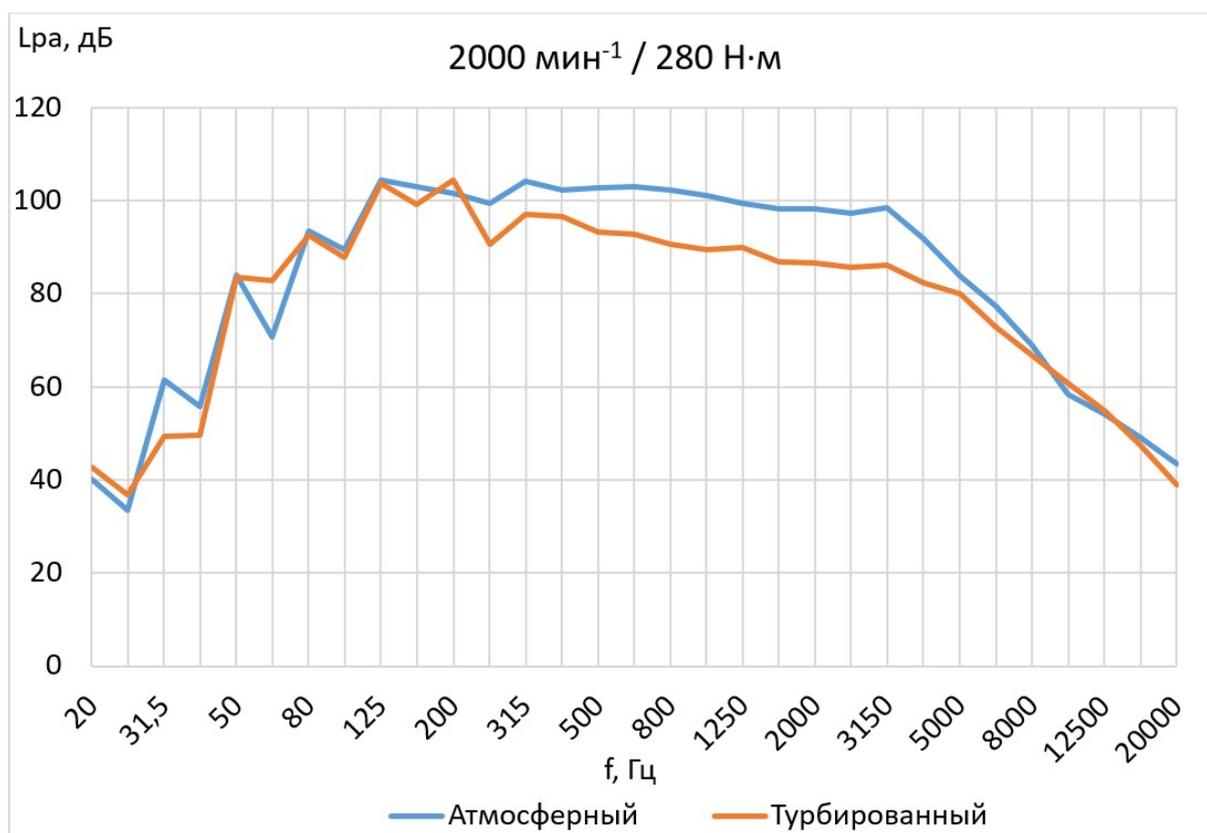


Рис. 4. Третьооктавный спектр на режиме $2000 \text{ мин}^{-1} / 280 \text{ Н}\cdot\text{м}$

На режимах 650 и 800 мин^{-1} спектры незначительно отличаются друг от друга. Это объясняется тем, что на малых нагрузках двигателя ТКР не отбирает энергию ОГ на совершение механической работы. Значительная часть ОГ на выходе из выпускного клапана минует колесо ТКР через перепускной клапан. ТКР не совершает полезной работы и турбированный двигатель работает, как атмосферный. Это проявляется, как по мощности, так и по аэродинамическому шуму двигателя.

На режиме $2000 \text{ мин}^{-1} / 280 \text{ Н}\cdot\text{м}$ на малых частотах уровни звукового давления незначительно отличаются друг от друга. На средних и высоких частотах УЗД атмосферного двигателя выше, чем у наддувного, в среднем на 8 дБ . На некоторых частотах разница составляет более 10 дБ .

На рис.5. представлены уровни звука (УЗ) выпуска, скорректированного по шкале А, атмосферного и наддувного двигателей для трёх режимов работы двигателя.

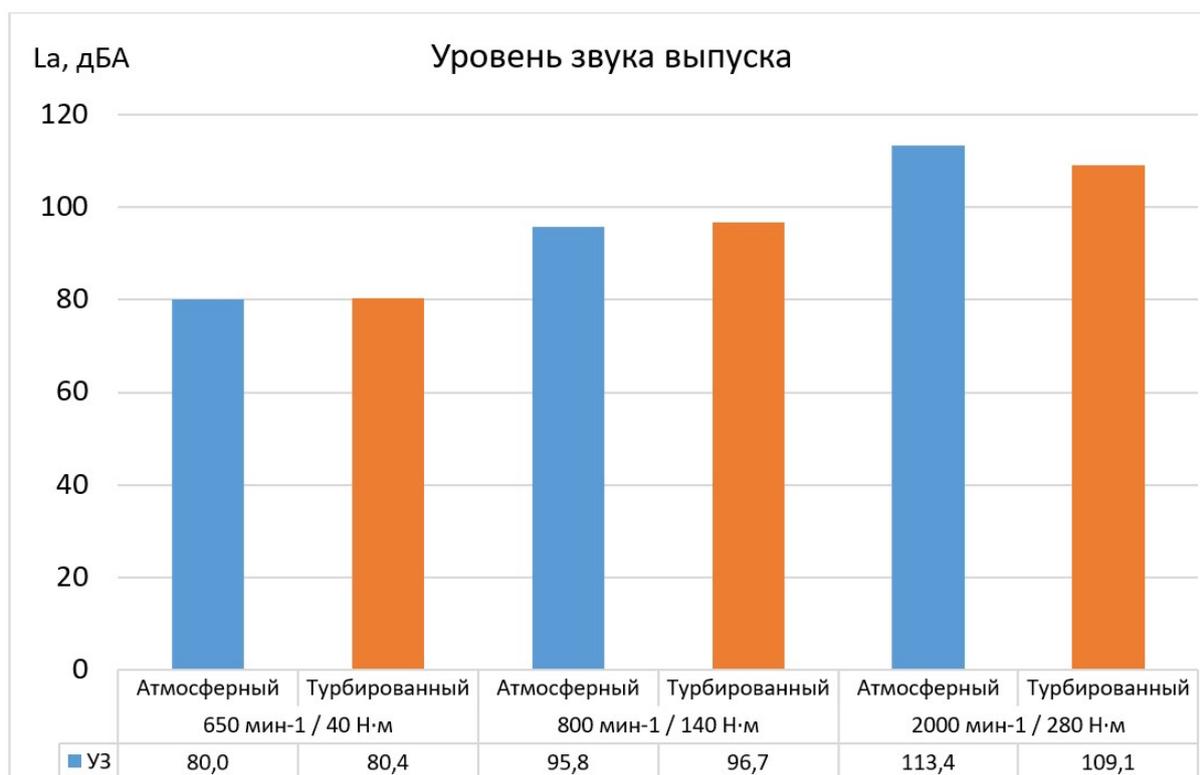


Рис. 5. Уровень звука выпуска по шкале А

Уровень звука (УЗ) выпуска по шкале А на режимах 650 и 800 мин⁻¹ примерно одинаков, разница составляет менее 1 дБА между двумя вариантами двигателя.

УЗ выпуска по шкале А атмосферного двигателя на режиме 2000 мин⁻¹ / 280 Н·м составил 113,4 дБА, наддувного – 109,1 дБА. Разница составляет 4,3 дБА.

Это можно объяснить тем, что на данном режиме перепускной клапан ТКР начинает закрываться. Поток ОГ направляется на колесо ТКР, раскручивая его. Создаётся значительное противодействие со стороны турбины, которое снижает амплитуду пульсаций давления ОГ, делая шум менее интенсивным.

Далее будет рассмотрено данное явление путем расчетного исследования.

2. Расчетное исследование пульсаций давления отработавших газов

Для моделирования рабочего процесса были созданы две математические модели двигателей в ПК AVL Boost [5]: V-8 наддувный и V-8 атмосферный. Так же, как и в эксперименте, глушители шума в модель не добавлялись – оценивались пульсации давления, которые не имели дополнительного противодействия. ТКР является единственным элементом в модели, который создавал противодействие в выпускной системе. Для оценки достоверности результатов, полученных в ходе расчетного исследования, использовалась работа [6], в которой подробно приведены основные зависимости параметров двигателя и ТКР, влияющие на амплитуду пульсаций давления ОГ.

На рис.6. представлено изменение пульсаций давления ОГ от угла поворота коленчатого вала (далее – ПКВ) на режиме 2000 мин⁻¹ / 280 Н·м. Исследование проводилось по одному из полублоков двигателя. Оранжевой пунктирной линией выделены пульсации давления ОГ перед ТКР. Оранжевой сплошной – после ТКР. Синей

сплошной линией выделены пульсации давления ОГ для атмосферного двигателя на выходе из выпускного коллектора.

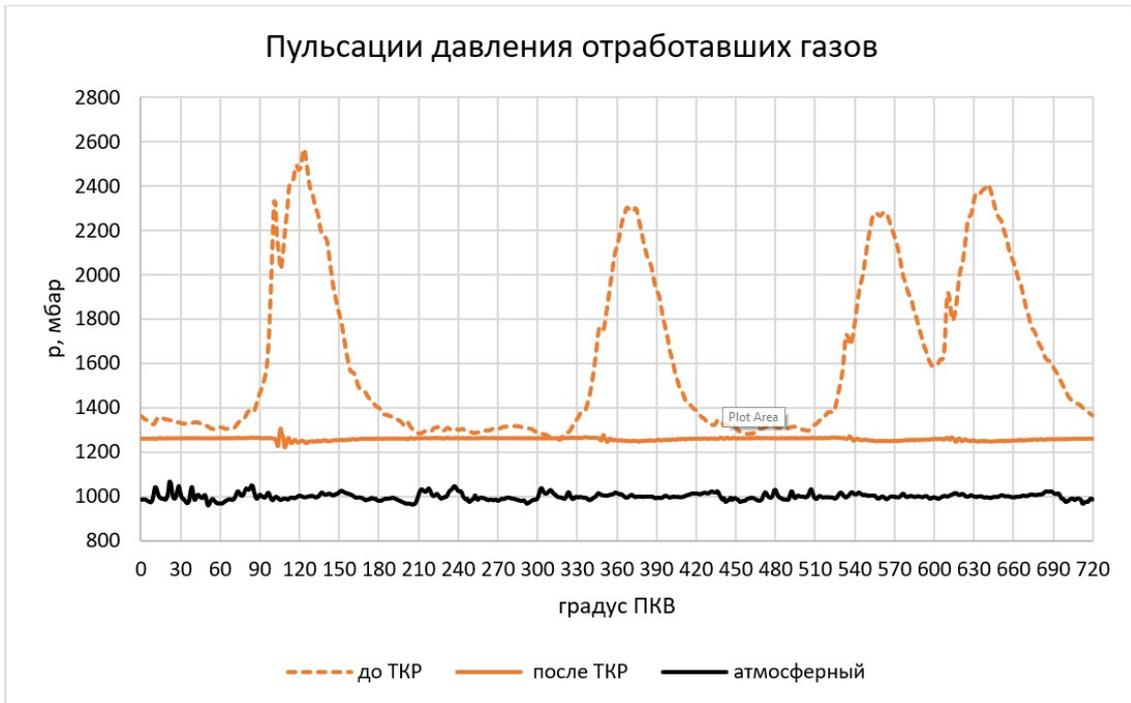


Рис. 6. Пульсации давления ОГ на режиме 2000 мин⁻¹ / 280 Н·м

Амплитуда пульсаций давления ОГ значительно снизилась после прохождения потока газов через лопатки турбины.

Стоит отметить, что значения давления после прохождения ТКР для турбированного автомобиля выше, чем у атмосферного. Однако, амплитуды пульсаций будут выше у атмосферного двигателя, чем у наддувного. Для каждого из режимов определялась разница УЗД между атмосферным и наддувным двигателем по формуле (2):

$$\Delta L_p = \frac{p_a}{p_n} \quad (2)$$

где p_a — максимальная амплитуда давления ОГ атмосферного двигателя, p_n — максимальная амплитуда давления ОГ наддувного двигателя.

Расчётным путем были определены амплитуды давлений ОГ за 2 оборота коленчатого вала. По формуле (2) определялась разница УЗД между атмосферным и наддувными двигателями, выраженная в дБ, во всем диапазоне частот по линейной шкале за один цикл двигателя. На рис.7. приведена разница между УЗД атмосферного и наддувного двигателя. При увеличении нагрузки и оборотов двигателя разница УЗД между атмосферным и наддувным двигателем увеличивается. При увеличении нагрузки ТКР создает большое сопротивление потоку (Рис.1), что ведет к сглаживанию пульсаций давления ОГ и уменьшению его аэродинамического шума выпуска.

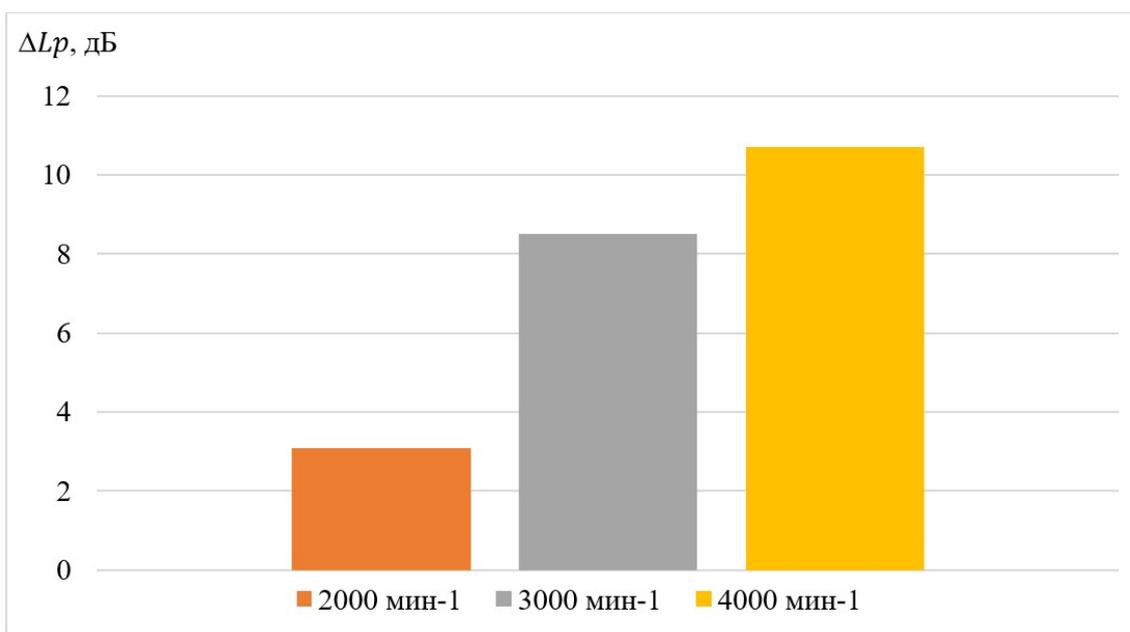


Рис. 7. Разница уровней звукового давления выпуска атмосферного и наддувного двигателя

Разница УЗД на режиме 2000 мин⁻¹ / 280 Н·м после обработки расчетных результатов составляет 3 дБ. Полученное значение хорошо коррелирует с результатом натурального эксперимента (Рис. 5), т.к. разница на этом же режиме равна 4,3 дБА.

Заключение

В натурном эксперименте измерить уровни шума выпуска без глушителей на режимах более 2000 мин⁻¹ / 280 Н·м для двух двигателей было затруднительно из-за слишком высоких УЗД.

Расчетное исследование показало, что при увеличении нагрузки и оборотов атмосферного двигателя стремительно увеличивается разница УЗД по отношению к наддувному.

Необходимо отметить, что в наддувном двигателе расход ОГ в несколько раз выше, чем в атмосферном. В системе выпуска в наддувном двигателе основной проблемой является газодинамический шум, который может появляться на расстоянии около 0,5 м от среза трубы. Проявляется он как высокочастотный широкополосный шум на некотором удалении от среза выпускной трубы.

В дальнейшем планируется исследование пульсаций давления ОГ на выходе двигателей. Цель исследований – задание входных граничных условий для проектирования системы выпуска.

Список литературы

1. Шатров, М.Г. Шум автомобильных двигателей внутреннего сгорания: учеб. пособие / М.Г. Шатров, А.Л. Яковенко, Т.Ю. Кричевская. – М.: МАДИ, 2014. – 68 с.
2. Сидоров А.А., Зайцев А.Б. Системы ДВС. Акустический расчет глушителя системы выпуска отработавших газов ДВС: учеб. Пособие. СПб.: Политехн.ун-т, 2012. – 57 с.

3. Сонкин В.И. Проблемы бензинового двигателя с высоким наддувом: турбо лаг. Часть 1. Труды НАМИ. 2019;(4):70-81.
4. Масиан, Ви и Лухан, Хосе и Бермудес, Висенте и Гвардиола, Карлос. (2004). Наблюдение за пульсацией давления выхлопных газов по измерению мгновенной скорости турбоагнетателя. Измерительная наука и техника. 15. 1185. 10.1088/0957-0233/15/6/020.
5. AVL BOOST, Руководство пользователя версии 2019, AVL LIST GmbH, Грац, Австрия.
6. Бэйчуань Хонг, Варун Венкатараман и Андреас Кронхьорт. (2021). Численный анализ параметров потока выхлопных газов двигателя для определения энтальпии и эксергии пульсирующего потока перед турбиной.. <https://doi.org/10.3390/en14196183>.

References

1. Shatrov, M.G. Noise of automobile internal combustion engines: textbook. manual / M.G. Shatrov, A.L. Yakovenko, T.Y. Krichevskaya. – M.: MADI, 2014.– 68 p.
2. Sidorov A.A., Zaitsev A.B. ICE systems. Acoustic calculation of the muffler of the exhaust system of the internal combustion engine: textbook. Stipend. St. Petersburg: Polytechnic University.un-t, 2012. – 57 p.
3. Sonkin V.I. High-pressure gasoline engine problems: turbo lag. Part 1. Trudy NAMI. 2019;(4):70-81.
4. Macián, V & Luján, Jose & Bermúdez, Vicente & Guardiola, Carlos. (2004). Exhaust pressure pulsation observation from turbocharger instantaneous speed measurement. Measurement Science and Technology. 15. 1185. 10.1088/0957-0233/15/6/020.
5. AVL BOOST, Users Guide version 2019, AVL LIST GmbH, Graz, Austria.
6. Beichuan Hong, Varun Venkataraman and Andreas Cronhjort. (2021). Numerical Analysis of Engine Exhaust Flow Parameters for Resolving Pre-Turbine Pulsating Flow Enthalpy and Exergy. <https://doi.org/10.3390/en14196183>.



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

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

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

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

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

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

Кафедра "Экология и производственная безопасность"

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

Кафедра подготавливает специалистов по направлениям:

Бакалавр - Безопасность технологических процессов и производств

Магистр - Инженерная защита окружающей среды

Диссертационный совет Д 212.010.01

01.04.06 - Акустика

05.26.01 - Охрана труда (в машиностроении)

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

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

Сетевой Научный Журнал "Noise Theory and Practice"

ООО "ИАК"

при БГТУ "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова



Главная цель

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

Основные задачи

Основными задачами Журнала являются:

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

Научное цитирование Журнала

Журнал является общедоступным для чтения неограниченным числом пользователей.

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

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

ООО"ИАК"
г. Санкт-Петербург
2023