

ISSN 2412-8627

Vol. 10 No. 2

Noise

Theory and Practice

Scientific Journal



II
2024

Acoustic Design Institute

Редакционная коллегия

Главный редактор

Иванов Николай Игоревич



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

Заместитель главного редактора

Тюрина Наталья Васильевна



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

Члены редакционной коллегии

Шашурин Александр Евгеньевич



Проректор по образовательной деятельности и цифровизации, профессор, заведующий кафедрой "Экология и производственная безопасность" Балтийского государственного технического университета "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова (г. Санкт-Петербург, РФ)

Заплетников Игорь Николаевич



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

Буторина Марина Вадимовна



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

Васильев Андрей Витальевич



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

Тюрин Александр Павлович



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

Пименов Игорь Константинович



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

Тупов Владимир Борисович



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

Цукерников Илья Евсеевич



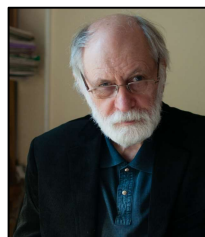
Доктор технических наук, профессор, главный научный сотрудник Научно-исследовательского института строительной физики, профессор Московского государственного университета печати имени Ивана Федорова (г. Москва, РФ)

Рассошенко Юлия Сергеевна



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

Емельянов Владислав Николаевич



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

Элькин Юрий Иосифович



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

Вельбель Александр Мотьявич



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

Элеонора Карлетти



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

Серджио Луцци



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

Дэвид Копли



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

Кобиров Эргаш Эгамбердиевич



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

Editor-in-chief

Nickolay Ivanov



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

Deputy Editor-in-chief

Natalya Tyurina



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

Members of the Editorial Board

Aleksandr Shashurin



Doctor of Engineering Science, Professor, Vice-Rector for Educational Activities and Digitalization, Head of the Department of Ecology and Industrial Safety of the Baltic State Technical University 'VOENMEH' (St. Petersburg, Russia)

Igor Zapletnikov



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

Marina Butorina



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

Andrey Vasilyev



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

Alexander Tyurin



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

Igor Pimenov



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

Vladimir Tupov



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

Ilya Tsukernikov



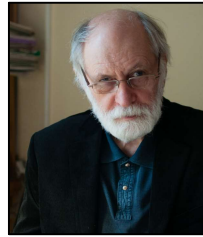
Doctor of Engineering Science, Professor, Chief Researcher at the Research Institute of Construction Physics, Professor of the Moscow State University of Printing Arts named after Ivan Fyodorov (Moscow, Russia)

Iuliia Rassoshenko



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

Vladislav Emelyanov



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

Yuri Elkin



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

Alexander Velbel



Head of the Acoustic stand of the
Research laboratory of Arktos LLC
(St. Petersburg, Russian Federation)

Eleonora Carletti



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

Sergio Luzzi



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

David Copley



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

Ergash E. Kobilov



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

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

выпускается с 2015 г.

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

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

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

Фактический адрес редакции

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

www.noisetp.com

e-mail: secretary@noisetp.com

Ответственный секретарь

Храпко Н. Н.

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

Свидетельство

ЭЛ № ФС 77-74057

Содержание

Цукерников И.Е., Невенчанная Т.О., Щурова Н.Е. РУС

Оценка условий измерения при определении звукоизоляции строительных изделий методом интенсиметрии в лабораторных условиях

стр. 7-16

Кузнецов А.А. РУС

Расчётный метод определения переменного импеданса звукопоглощающей конструкции

стр. 17-28

Кирпичников В.Ю., Малинин И.О., Олейников А.Ю. РУС

Об эффективности вибропоглощающих покрытий

стр. 29-43

Крутова В.А., Фролова Д.С. РУС

Методика расчета ожидаемых уровней шума в помещениях вагона-электростанции восстановительного поезда

стр. 44-52

Кирпичников В.Ю., Смольников В.Ю., Скобля Е.С., Сятковский А.И., Олейников А.Ю. РУС

Эффективность супертонкого слоя полимерной пленки, включенного в структуру пластины из НРЛ-пластика на различных расстояниях от свободных поверхностей

стр. 53-59

Рахматов Р.И., Надарейшвили Г.Г., Галевко В.В. РУС

Улучшение виброакустических характеристик транспортно-технологических средств посредством комплексных исследований колебаний силового агрегата при структурных и воздушных передачах

стр. 60-87

Фиев К.П., Иванов Н.И., Тюрина Н.В. РУС

Характер снижения авиационного шума с увеличением расстояния от летательного аппарата

стр. 88-100

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

Tsukernikov I.E., Nevenchannaya T.O., Shchurova N.E.	RUS
Assessment of measurement conditions when determining the sound insulation of building products using the intensity method in laboratory conditions pp. 7-16	
Kuznetsov A.A.	RUS
Calculation method for determining the variable impedance of an acoustic liner pp. 17-28	
Kirpichnikov V.Yu., Malinin I.O., Oleinikov A.Yu.	RUS
The effectiveness of vibration-absorbing coatings pp. 29-43	
Krutova V.A., Frolova D.S.	RUS
Methodology for calculating expected noise levels in the premises of the power station car of a recovery train pp. 44-52	
Kirpichnikov V.Yu., Smolnikov V.Yu., Skoblya E.S., Syatkovsky A.I., Oleynikov A.Yu.	RUS
The effectiveness of a super-thin layer of a polymer layer, incorporated into the structure of an HPL plastic plate at various distances from free surfaces pp. 53-59	
Rakhmatov R.I., Nadareishvili G.G., Galevko V.V.	RUS
Improvement of vibroacoustic characteristics of transportation-technological vehicles by means of complex researches of powertrain vibrations at structural and air transmissions pp. 60-87	
Fiev K.P., Ivanov N.I., Tyurina N.V.	RUS
The nature of aviation noise reduction with increasing distance from an aircraft pp. 88-100	

УДК: 699.8
OECD: 1.03.AA

Оценка условий измерения при определении звукоизоляции строительных изделий методом интенсивности в лабораторных условиях

Цукерников И.Е.¹, Невенчанная Т.О.², Щурова Н.Е.^{3*}

¹Главный научный сотрудник, ^{2,3} Ведущий научный сотрудник

^{1,2,3} Научно-исследовательский институт строительной физики Российской академии архитектуры и строительных наук (НИИСФ РААСН), г. Москва, РФ

Аннотация

Рассматриваются исследования по оценке условий измерения при определении звукоизоляции строительных изделий в лабораторных условиях с помощью измерения векторной характеристики звукового поля в приемном помещении - интенсивности звука (метод интенсивности). Отмечена актуальность метода. Приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований критериев, характеризующих применимость измерений интенсивности звука в приемном помещении, рекомендуемых в международном стандарте ИСО 15186-1 при выборе измерительного расстояния и вида измерительной поверхности. Описана методика определения и получены оценки области прямого поля, создаваемого в приемном помещении испытуемым объектом. Дан пример определения границы области прямого поля для малой реверберационной камеры института строительной физики (НИИСФ РААСН). Уточнены рекомендации международного стандарта.

Ключевые слова: звукоизоляция, строительный элемент, испытание, интенсивность звука, измерение.

Assessment of measurement conditions when determining the sound insulation of building products using the intensity method in laboratory conditions

Tsukernikov I.E.¹, Nevenchannaya T.O.², Shchurova N.E.^{3}*

¹Chief Researcher, ^{2,3}Senior Researcher

^{1,2,3}Research Institute of Building Physics of the Russian Academy of Architecture and Building Sciences (NIISF RAASN), Moscow, Russia

Abstract

Research is considered to assess measurement conditions when determining the sound insulation of building products in laboratory conditions by measuring the vector characteristic of the sound field in the receiving room - sound intensity (intensity measurement method). The relevance of the method is noted. The results of theoretical and experimental studies of criteria characterizing the applicability of sound intensity measurements in a receiving room, recommended in the international standard ISO 15186-1 when choosing the measuring distance and type of measuring surface, are presented. A method for determining and obtaining estimates of the area of the direct field created in the receiving room by the test object. An example of determining the boundary of the direct field region for a small reverberation chamber of the Institute of Building Physics (NIISF RAASN) is given. The recommendations of the international standard are clarified.

Keywords: *sound insulation, building element, testing, sound intensity, measurement.*

Введение

Обеспечение комфортных условий проживания и безопасных условий трудовой деятельности повышает требования к звукоизолирующим свойствам строительных конструкций. Для выполнения испытаний изделий с повышенными показателями звукоизоляции требуются испытательные установки (реверберационные камеры) с высоким максимальным значением собственной звукоизоляции и пониженной косвенной передачей звука между помещениями высокого (помещение источника – далее ПВУ) и низкого (приемное помещение – далее ПНУ) уровня [1, 2]. Применение интенсиметрии не требует исключать косвенную передачу звука в испытательной установке в приемное помещение [3]. Данное свойство интенсиметрического метода экспериментально проиллюстрировано авторами в работе [4]. Соответствующий метод введен в мировую практику измерения звукоизоляции строительных изделий в лабораторных условиях международным стандартом ISO 15186-1:2000 [3].

В настоящей статье на примере исследований, проведенных в малой реверберационной камере НИИСФ РААСН, дана оценка рекомендуемых в [3] критериев, характеризующих применимость акустических измерений (детально результаты проведенных исследований представлены в отчете по НИР [5]). Определены границы области прямого поля в приемном помещении, в которой отсутствует влияние отраженного звука и интенсивность звука определяется только звуком, исходящим от испытуемого объекта. Полученные результаты приводят к целесообразности уточнения рекомендаций ISO 15186-2000.

1. Определение измерительного расстояния в приемном помещении

В ISO 15186-1[3] в качестве измерительной поверхности рекомендованы два вида поверхностей, отделяющих испытуемый объект от остального пространства приемного помещения: плоская поверхность в нише (проеме в разделяющей помещения камер перегородке) или в отверстии ниши и поверхность «коробчатой» формы, в частности поверхность прямоугольного параллелепипеда. Первую применяют, если испытуемый образец установлен в нише; вторую - если испытуемый образец не установлен в нише или глубина ниши составляет менее 0,1 м. (В примере издательства предлагается выбирать измерительное расстояние (расстояние от испытуемого объекта до измерительной поверхности) от 0,1 м до 0,3 м). Рекомендуется избегать расстояний, меньших 0,1 м, из-за ближнего поля испытуемого объекта, так как в ближнем поле интенсивность звука часто меняет знак в пространстве. Для оценки годности акустических условий измерения в приемном помещении с выбранным измерительным расстоянием и видом измерительной поверхности используют параметр «поверхностные давление-интенсивность» F_{pI} , равный разности между средним уровнем звукового давления \bar{L}_p средним уровнем нормальной интенсивности звука \bar{L}_{In} на измерительной поверхности. Акустические условия признаются годными для измерений, если параметр F_{pI} удовлетворяет неравенствам:

для звукоотражающего испытуемого объекта

$$F_{pI} = \bar{L}_p - \bar{L}_{In} \leq 10 \text{ дБ}, \quad (1a)$$

для испытуемого объекта с поглощающей звук поверхностью в приемном помещении

$$F_{pI} = \bar{L}_p - \bar{L}_{In} \leq 6 \text{ дБ}. \quad (1б)$$

Отмечается также, что выполнение этих условий требует, как правило, выполнения неравенства:

$$\frac{S_m}{A} < 1,25, \quad (2)$$

где S_m – площадь измерительной поверхности, м²; A – эквивалентная площадь звукопоглощения приемного помещения, м², определяемая в соответствии с [1].

В случае невыполнения неравенств (1а) или (1б) в [3] предлагается увеличивать измерительное расстояние на 5 - 10 см. Если после увеличения расстояния данные неравенства все еще не удовлетворены, рекомендуется увеличить звукопоглощение в приемном помещении.

2. Определение границы области прямого звука

Интенсивность звука в точках приемного помещения является суммой интенсивностей прямого звука I_d , исходящего от испытуемого объекта, и интенсивности звука I_r , отраженного от ограждающих поверхностей помещения:

$$I = I_d + I_r \quad (3)$$

В работе [6] (со ссылкой на [7]) приведены выражения для интенсивностей прямого и отраженного звука для модели плоского источника звука мощностью W_0 в прямоугольном помещении на расстоянии L , м, вдоль оси источника:

$$I_d = \frac{W_0}{2S} \log_e \left[1 + \frac{S}{\pi L_0^2} \frac{L_0^2}{L^2} \right] \quad (4)$$

$$I_r = \frac{W_0}{2S} \sum_{n=1}^{\infty} \log_e \frac{1 + \frac{S}{\pi L_0^2} 1 / ((2n + L/L_0)^2)}{1 + \frac{S}{\pi L_0^2} 1 / ((2n - L/L_0)^2)}, \quad (5)$$

где S – площадь поверхности испытуемого объекта, обращенной в приемное помещение, м²; L_0 – расстояние от испытуемого объекта до противоположной стены помещения, м. Выполняя расчеты для различных расстояний L , можно найти предельное значение L_b , менее которого отношение $I_d/I_r > 10$, и вкладом отраженного звука в выражении (3) можно пренебречь. Значение L_b соответствует границе области прямого звука.

3. Граница области прямого звука для приемного помещения малой реверберационной камеры НИИСФ РААСН

Малая реверберационная камера НИИСФ РААСН представляет собой два смежных по горизонтали помещения ПВУ и ПНУ, между которыми находится проем для размещения испытываемых конструкций. Размеры проема составляют 4,05 м в ширину и 2,5 м в высоту, что позволяет испытывать крупногабаритные строительные элементы. ПВУ имеет площадь 33 м² и объем 200 м³. ПНУ имеет площадь 23,8 м² и объем 112 м³. Помещения выполнены по принципу «коробка в коробке» на отдельном фундаменте с резиновыми виброизоляторами, отделяющими помещения друг от друга и от испытываемой конструкции. Таким образом, косвенная передача звука в ПНУ по примыкающим к испытуемому объекту конструкциям отсутствует. Ограждающие конструкции камеры – жесткие и гладкие, покрашены металлизированной краской, и имеют ассиметричную компоновку для создания диффузного звукового поля. Покрытие пола – керамическая плитка.

Выполнив расчеты по выражениям (4), (5) для приемного помещения реверберационной камеры НИИСФ РААСН с $L_0 = 5,52$ м с двумя размерами проема между помещениями: полноразмерным проемом с размерами $4,05 \times 2,5$ м, $S = 10,125$ м² и малоразмерным проемом с размерами $2,0 \times 1,5$ м, $S = 3$ м², - получили для обоих проемов отношение $I_d/I_r > 10$ при $L/L_0 < 0,5$, т.е. до расстояний, не превышающих $L_b = 2,76$ м. В результате для таких расстояний от испытуемого объекта вкладом отраженного звука можно пренебречь, и интенсивность I звукового поля в приемном помещении реверберационной камеры будет полностью определяться интенсивностью I_d звука, излучаемого испытуемым объектом. Увеличение звукопоглощения в приемном помещении в данном случае никак не повлияет на выполнение условий (1а), (1б) и улучшение результатов измерений.

Для иллюстрации этого факта приведем результаты экспериментальных исследований для испытуемого образца в виде светопрозрачной конструкции, представляющей собой оконный блок с поворотной-откидной створкой (фурнитура Roto), размером $1,1 \times 1,8$ м.

Проведено определение звукоизоляции в малой реверберационной камере НИИСФ РААСН по измерениям нормальной составляющей интенсивности звука в приемном помещении на поверхностях прямоугольного параллелепипеда, схематически представленного на рис.1, с измерительным расстоянием $r_m = 0,3$ м (размер фронтальной поверхности $1,1 \times 1,8$ м), а также по измерениям нормальной составляющей интенсивности звука только на фронтальной поверхности измерительного параллелепипеда. Измерения выполняли с помощью 4-х канальный шумомер-виброметр-анализатора спектра SVAN 958 производства компании "SVANTEK Sp.zo.o." (Польша) с использованием интенсиметрического зонда фирмы G.R.A.S. (Дания) с двумя совпадающими по фазе, преполяризованными полудюймовыми микрофонами типа 40GI и совпадающими по фазе четверть дюймовыми предусилителями типа 26CB.

Так как $r_m < L_b$ интенсивность I звукового поля на измерительном параллелепипеде полностью определяется интенсивностью I_d прямого звука, излучаемого испытуемым объектом. Поскольку в рассматриваемом случае нет косвенной передачи звука в приемное помещение, в нем отсутствует поле помехи, и нет необходимости в выборе замкнутой измерительной поверхности, полностью охватывающей испытуемый объект. В результате в качестве измерительной поверхности можно использовать, например, только фронтальную поверхность параллелепипеда.

1/3-октавные спектры уровней нормальной интенсивности звука на гранях измерительного параллелепипеда, определенные по результатам измерения, приведены в таблице 1.

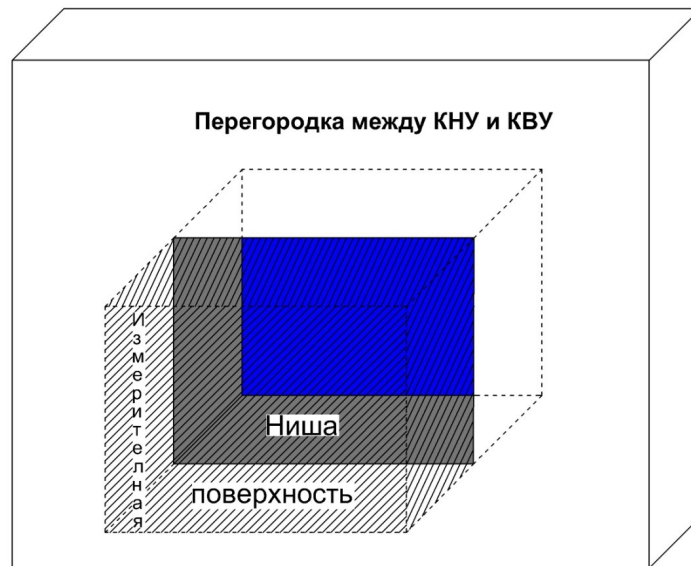


Рис. 1. Измерительная поверхность в виде прямоугольного параллелепипеда (заштрихованная область), охватывающая нишу (серая область) со смонтированным в ней испытуемым объектом (синяя область)

Таблица 1

Уровни нормальной интенсивности звука на участках измерительного параллелепипеда

Участок	Уровень нормальной интенсивности звука, дБ, в 1/3-октавной полосе со среднегеометрической частотой, Гц															
	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3150
Фронт	61,9	52,6	66,4	68,2	64,7	60,7	55,7	51,0	53,8	51,3	49,9	48,5	50,5	52,6	48,3	43,2
Слева	64,7	50,2	66,3	69,3	64,3	60,8	52,6	52,7	47,2	42,6	45,3	39,6	52,7	55,8	54,3	32,7
Снизу	65,6	56,3	69,4	71,4	66,7	62,4	57,3	55,0	51,4	46,2	48,3	48,5	52,9	54,4	53,0	43,2
Справа	61,0	44,8	57,7	62,1	56,6	45,6	49,7	43,8	47,7	44,5	40,8	43,3	41,8	48,7	50,6	35,7
Сверху	53,6	54,2	68,7	67,1	64,7	59,4	58,1	56,5	55,1	52,1	50,1	49,9	52,1	55,1	52,1	40,3
Среднее	56,5	52,4	64,6	65,4	62,7	58,2	54,5	50,2	52,2	49,5	47,9	47,3	47,6	48,8	38,4	41,6
Примечание. Бирюзовой заливкой выделены уровни с отрицательным направлением (внутрь измерительной поверхности) нормальной интенсивности звука.																

Значения уровней на гранях прямоугольного параллелепипеда и средних уровней на поверхности измерительного параллелепипеда рассчитывали в соответствии с выражениями:

$$L_{I_{n,1/3-oct,j,l}} = 10 \lg \left(\sum_{i=1}^{n_j} \epsilon_i 10^{L_{I_{n,m,j,l,i}}/10} \right), \quad (6)$$

$$L_{I_n,1/3-oct,j} = 10 \lg \left(\sum_{l=1}^5 \epsilon_l 10^{L_{I_n,1/3-oct,j,l}/10} \right), \quad (7)$$

где $L_{I_n,1/3-oct,j,l}$ – уровень нормальной интенсивности звука в j -й 1/3-октавной частотной полосе на l -ой грани параллелепипеда, дБ; $L_{I_n,m,j,l,i}$ – измеренный на l -м участке параллелепипеда уровень нормальной интенсивности на i -й гармонике, входящей в j -ю 1/3-октавную частотную полосу, дБ; n_j – число гармоник, содержащихся в j -й 1/3-октавной частотной полосе; $\epsilon_{i(l)} = 1$ или -1 в зависимости от направления измеренной i -й гармонике нормальной интенсивности звука (рассчитанной на l -м участке параллелепипеда нормальной интенсивности звука); $L_{I_n,1/3-oct,j}$ – средний на поверхности параллелепипеда уровень нормальной интенсивности звука в j -й 1/3-октавной частотной полосе, дБ.

Виден сложный характер звукового поля с наличием отрицательно направленных нормальных интенсивностей звука, особенно на боковых замыкающих гранях параллелепипеда. Это, вероятно, связано с тем, что отверстие ниши является вторичным излучателем звука, и боковые грани параллелепипеда частично расположены в его ближнем поле.

В таблице 2 проведено сравнение значений звукоизоляции (индексов R_W и 1/3-октавных спектров R), определенных в соответствии с ISO 15186-1 [3] по измерениям нормальной интенсивности звука на всей поверхности параллелепипеда и только на фронтальной поверхности. Расхождение не превышает 2,7 дБ (совпадение по индексу звукоизоляции) и находится в пределах доверительного интервала по ISO 15186-1.

Таблица 2

Сравнение значений звукоизоляции оконного блока, полученных по измерениям интенсивности звука на гранях измерительного параллелепипеда и только на его фронтальной поверхности

R_W , дБ	Звукоизоляция R , дБ, в 1/3-октавной полосе со среднегеометрической частотой, Гц															
	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3150
по измерениям на гранях измерительного параллелепипеда																
35	12,5	24,8	22,1	25,6	27,1	29,1	30,3	34,0	31,2	33,7	35,1	35,1	38,0	35,5	42,2	42,1
по измерениям только на фронтальной поверхности																
35	10,0	27,5	23,2	25,7	27,9	29,4	32,0	36,1	32,4	34,8	35,9	36,8	37,9	34,6	42,8	43,2
Разность $\Delta R_{\text{пар,-фронт}}$																
0	2,5	-2,7	-1,1	-0,1	-0,8	-0,3	-1,7	-2,1	-1,2	-1,1	-0,8	-1,7	0,1	0,9	-0,6	-1,1

Таким образом, на рассматриваемом измерительном расстоянии нет необходимости выполнять измерение нормальной интенсивности звука на охватывающей испытуемый объект измерительной поверхности прямоугольного параллелепипеда. Достаточно использовать в качестве измерительной поверхности более простую ограниченную плоскость, расположенную напротив испытуемого объекта.

4. Пример определения измерительного расстояния

Рекомендации [3] экспериментально проверили на примере определения измерительного расстояния в приемном помещении малой реверберационной камеры НИИСФ РААСН. Испытуемый образец представлял собой фасадную конструкцию из профилей «Alutech ALT EF65», включающую светопрозрачную часть с заполнением: двухкамерный стеклопакет с СПД 18СМ4См - 16Аг - И8З - 16Аг - И10З и непрозрачную часть с заполнением: алюминиевый лист 2 мм, однокамерный стеклопакет с СПО 18СМ4См - 18 - 6З и вент. створка. Размер фасадной конструкции 4 м (ширина)х2,3 м (высота).

Измерения уровней нормальной интенсивности звука выполняли на плоской измерительной поверхности в нише на измерительном расстоянии 0,1 м и вне ниши на двух измерительных расстояниях 0,3 м и 0,5 м от испытуемого образца. Размер области сканирования соответствует размеру ниши и составляет 4 м (ширина)х2,3 м (высота). Глубина ниши – 0,15 м. Использование плоской измерительной поверхности обосновано, так как все измерительные расстояния меньше L_b , и измерительная плоскость находится в области прямого звука.

В таблице 3 приведены значения параметра поверхностные давление-интенсивность F_{pI} и отношения S_m/A для плоской поверхности с тремя измерительными расстояниями.

Таблица 3

Значения параметра годности F_{pI} условий измерения

r_m , м	Параметр F_{pI} , дБ, в 1/3-октавной полосе со среднегеометрической частотой, Гц															
	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3150
0,1	2,3	2,9	8,0	7,5	4,6	6,9	6,7	6,1	5,8	4,9	4,5	4,5	3,3	3,5	3,9	5,9
0,3	24,5	7,8	8,8	10,1	10,2	5,0	5,8	7,0	7,9	6,0	5,4	6,0	4,5	4,9	5,0	6,6
0,5	7,4	7,4	8,8	9,1	6,0	6,4	8,2	7,7	7,9	6,1	5,4	6,7	5,3	5,1	5,2	6,3
S_m/A	2,82	1,85	1,54	2,41	2,67	2,31	2,57	2,05	1,8	1,59	1,59	1,64	1,54	1,54	1,44	1,44

Значения параметра F_{pI} находятся в диапазоне 2,3÷8 дБ при измерениях на расстоянии 0,1 м; 4,5÷24,5 дБ при измерениях на расстоянии 0,3 м и 5,1÷9,1 дБ при измерениях на расстоянии 0,5 м. Следовательно, акустические условия признаются годными для этих измерений за исключением трех 1/3-октавных полос со среднегеометрическими частотами ($f_{сг}$) 100, 200 и 250 Гц для расстояния 0,3 м.

Неравенство (2) не выполняется ни в одной 1/3-октавной полосе. Следовательно, использовать его в данном случае нецелесообразно. Кроме того, увеличивать звукопоглощение в приемном помещении для улучшения результатов измерения в соответствии с рекомендацией ИСО 15186-1 [3] в данном случае также бессмысленно, так как измерительная поверхность для всех расстояний находится в зоне прямого звука.

Результаты сравнения значений звукоизоляции, определенной по методу ISO 15186-1 [3] из измерений на трех выбранных расстояниях приведены в таблице 4. Разность между линиями сканирования для всех расстояний принята равной 0,1 м. В таблице даны также значения звукоизоляции, определенные по ГОСТ 27296 [1].

Таблица 4

Сравнение значений звукоизоляции фасадной конструкции, полученных по измерениям уровней нормальной интенсивности звука на измерительных расстояниях 0,1 м, 0,3 м и 0,5 м (шаг сканирования 0,1 м)

R_W , дБ	Звукоизоляция R , дБ, в 1/3-октавной полосе со среднегеометрической частотой, Гц																
	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3150	
по ГОСТ 27296																	
42	31,9	34,4	33,4	35,9	40,4	40,3	41,2	39	38,7	39	38,3	39,9	43,1	45,2	47,1	49,6	
по ISO 15186-1 с измерениями на расстоянии 0,1 м																	
35	20,6	23,8	27,8	29,3	30,7	33,2	34	34	33,2	31,8	30,6	31,6	33,9	37,2	38,6	43,9	
разность $R_{ГОСТ} - R_{ISO}$																	
7	11,3	10,6	5,6	6,6	9,7	7,1	7,2	5	5,5	7,2	7,7	8,3	9,2	8	8,5	5,7	
по ИСО 15186-1 с измерениями на расстоянии 0,3 м																	
36	43,2	29,4	29,6	33,4	38,4	33,7	34,4	35	34,7	33,5	32,5	33,3	35	38,3	39,2	43,4	
разность $R_{ГОСТ} - R_{ISO}$																	
6	-11,3	5	3,8	2,5	2	6,6	6,8	4	4	5,5	5,8	6,6	8,1	6,9	7,9	6,2	
разность $R_{ГОСТ;0,3м} - R_{ISO;0,1м}$																	
1	22,6	5,6	1,8	4,1	7,7	0,5	0,4	1	1,5	1,7	1,9	1,7	1,1	1,1	0,6	-0,5	
по ИСО 15186-1 с измерениями на расстоянии 0,5 м																	
37	27,2	30,4	31,2	33,8	35,9	35,7	36,7	35,6	35,4	34,2	33,3	35,3	36,7	39,4	40,4	44,7	
разность $R_{ГОСТ} - R_{ISO}$																	
5	4,7	4	2,2	2,1	4,5	4,6	4,5	3,4	3,3	4,8	5	4,6	6,4	5,8	6,7	4,9	
разность $R_{ГОСТ;0,5м} - R_{ISO;0,1м}$																	
2	6,6	6,6	3,4	4,5	5,2	2,5	2,7	1,6	2,2	2,4	2,7	3,7	2,8	2,2	1,8	0,8	

Разность между значениями звукоизоляции, определенными по ГОСТ 27296 и ISO 15186-1, снижается с увеличением измерительного расстояния, достигая минимальных значений: 5 дБ для индекса звукоизоляции и $2,1 \div 6,7$ дБ в спектре для расстояния 0,5 м.

Разность между значениями звукоизоляции, определенными на различных расстояниях по ISO 15286-1, составила 1 и 2 дБ для индекса звукоизоляции $1,8 \div 22,6$ дБ в низкочастотной части спектра (до полосы с $f_{cr} = 250$ Гц) и $-0,5 \div 3,7$ дБ в средней и высокочастотной частях спектра. При этом необходимо отметить, для измерительного расстояния 0,3 м в измерениях присутствуют отрицательно направленные нормальные составляющие интенсивности звука в низкочастотных полосах с $f_{cr} = 100$ Гц и 250 Гц, что связано с неоднородностью звукового поля, вызванной влиянием ближнего поля от излучения звука из отверстия ниши. Отверстие ниши может рассматриваться как вторичный источник излучения звука в приемное помещение, для которого измерительное расстояние равно 0,19 м, т.е. меньше $\lambda/2$ для обеих полос (λ - длина звуковой волны, м, в воздухе на среднегеометрической частоте 1/3-октавной полосы).

Таким образом, получаем, что, для средней и высокочастотной частей спектра все измерительные расстояния практически равнозначны. Для низкочастотной части спектра предпочтительным является измерительное расстояние 0,5 м. Это больше рекомендуемого ISO 15186-1 предельного расстояния 0,3 м.

Заключение

1. Перед выполнением измерений целесообразно выделить область прямого звука в приемном помещении.

2. При отсутствии косвенной передачи звука в приемное помещение в качестве измерительной поверхности в области прямого звука целесообразно выбирать ограниченную плоскую поверхность, расположенную напротив испытуемого объекта.

3. При расположении измерительной поверхности в области прямого поля бесполезно увеличивать звукопоглощение в приемном помещении с целью улучшения условий измерения.

4. Полученные в настоящей статье результаты отражены в положениях национального стандарта России, разработанного в 2023 г., как частичное введение в Российской Федерации международного стандарта ISO 15186-1:2000 [8].

Кроме того, из материалов настоящей статьи следует, что нормальная интенсивность звука I_n может принимать отрицательное значение. Вместе с тем в ISO 15186-1:2000 для уровня нормальной интенсивности L_{I_n} использовано выражение с I_n под знаком десятичного логарифма, которое для отрицательного I_n не может быть вычислено. В проекте ГОСТ Р [8] в формуле расчета L_{I_n} используется абсолютное значение $|I_n|$.

Список литературы

1. ГОСТ 27296-2012. Здания и сооружения. Методы измерения звукоизоляции ограждающих конструкций (с Поправкой). – М.: Стандартинформ, 2014.
2. ГОСТР ИСО 10140-2-2012. Акустика. Лабораторные измерения звукоизоляции элементов зданий. Часть 2. Измерение звукоизоляции воздушного шума. – М.: Стандартинформ, 2013.
3. ISO 15186-1:2000. Acoustics—Measurement of sound insulation in buildings and of building elements using sound intensity—Part 1: Laboratory measurements. – Geneva, International Organization for Standardization, 2000.
4. Цукерников И.Е. Измерения звукоизоляции строительных изделий с помощью интенсивности/Цукерников И.Е. Невенчанная Т.О., Тихомиров Л.А., Щурова Н.Е.//Сборник Трудов XXXIV сессии Российского акустического общества. – М.: ГЕОС. 2022. – С.519-527. ISBN978-5-89118-849-5, DOI:10.34756/GEOS.2021.17.38058.
5. Исследование методов определения параметров изоляции воздушного шума строительных изделий на основе интенсивности и использования оператора Гельмгольца/Цукерников И.Е., Невенчанная Т.О., Щурова Н.Е. и др.// Отчет о НИР (промежуточный) за 2021 г. по теме 3.1.4.10. № госрегистрации121032400092-2. –М.: НИИСФ РААСН.2022.
6. Joseph C. S. Sound transmission loss measurements using the sound intensity technique Part 1 The effects of reverberation time/ Joseph C. S. Lai & Dan Qi//Appl. Acoust. – 1993 vol. 40 – P. 311-324.
7. Bies D.A. and Hansen C.H. Engineering Noise Control. Unwin Hyman, Sydney, 1988.

8. ГОСТ Р (ИСО15186-1:2000) «Здания и сооружения. Лабораторные измерения звукоизоляции строительных элементов с использованием интенсивности звука», окончательная редакция проекта национального стандарта.–М.: НИИСФ РААСН, 2023.

References

1. GOST 27296-2012. Buildings and constructions. Methods for measuring sound insulation of enclosing structures (with Amendment), М.: Standartinform, 2014.
2. GOSTR ISO 10140-2-2012. Acoustics. Laboratory measurements of sound insulation of building elements. Part 2. Measuring sound insulation of airborne noise, М.: Standartinform, 2013.
3. ISO 15186-1:2000. Acoustics—Measurement of sound insulation in buildings and of building elements using sound intensity—Part 1: Laboratory measurements, , International Organization for Standardization, 2000
4. Tsukernikov I.E. Measuring the sound insulation of building products using intensity measurements / Tsukernikov I.E. Nevenchannaya T.O., Tikhomirov L.A., Shchurova N.E. // Collection of Proceedings of the XXXIV session of the Russian Acoustical Society. – М.: GEOS. 2022. – P.519-527. ISBN978-5-89118-849-5, DOI:10.34756/GEOS.2021.17.38058.
5. Research of methods for determining airborne noise insulation parameters of building products based on intensity measurements and the use of the Helmholtz operator/ Tsukernikov I.E., Nevenchannaya T.O., Shchurova N.E. and others // Research report (interim) for 2021 on topic 3.1.4.10. State registration number 121032400092-2. –М.: NIISF RAASN.2022.
6. Joseph C. S. Sound transmission loss measurements using the sound intensity technique Part 1 The effects of reverberation time / Joseph C. S. Lai & Dan Qi // Appl. Acoust. – 1993 vol. 40 – P. 311-324.
7. Bies, D.A. and Hansen, C.H. Engineering Noise Control. Unwin Hyman, Sydney, 1988.
8. GOST R (ISO15186-1:2000) “Buildings and structures. Laboratory measurements of sound insulation of building elements using sound intensity,” final version of the draft national standard. – М.: NIISF RAASN, 2023

УДК: 534.231

OECD: 1.03

Расчётный метод определения переменного импеданса звукопоглощающей конструкции

Кузнецов А.А.¹

¹Младший научный сотрудник, Пермский национальный исследовательский политехнический университет, г. Пермь, РФ

Аннотация

В настоящей работе выполняется верификация расчетного метода определения импеданса звукопоглощающей конструкции локально-реагирующего типа с учётом изменения звукового давления вдоль канала по результатам измерений в интерферометре с потоком на различных режимах работы. Распространение звука в канале интерферометра с потоком и стенкой с переменным импедансом моделируется на основе решения уравнений Эйлера методом конечных элементов в трехмерной постановке. Используются зависимости импеданса от УЗД в локальных точках образца ЗПК и скорости потока на основе полуэмпирической модели импеданса Соболева. Расчеты проводятся в диапазоне частот 500 — 3150 Гц. В точках, соответствующих положению микрофонов в интерферометре с потоком, сравниваются расчетные и экспериментальные значения акустического давления. Для ряда частот отмечается хорошее согласование результатов расчетов и экспериментов.

Ключевые слова: звукопоглощающие конструкции, переменный импеданс, полуэмпирические модели импеданса, интерферометр с потоком, численное моделирование, метод конечных элементов.

Calculation method for determining the variable impedance of an acoustic liner

Kuznetsov A.A.¹

¹Junior researcher, Perm National Research Polytechnic University, Perm, Russia

Abstract

In this work, verification of the computational method for determining the impedance of locally reacting acoustic liner is performed, taking into account changes in sound pressure level (SPL) along the duct based on measurements in the Grazing Flow Impedance Tube at various operating regimes. The propagation of sound in the duct of the Grazing Flow Impedance Tube with variable impedance wall is simulated based on solving the Euler equations using the finite element method in three-dimensional formulation. Dependencies of impedance on SPL at local points of the sample and grazing flow velocity are used based on the Sobolev semi-empirical impedance model. Calculations are performed in the frequency range of 500–3150 Hz. At points corresponding to the position of microphones in the Grazing Flow Impedance Tube, calculated and experimental values of acoustic pressure are compared. Good agreement between the calculation results and experiments is noted for a number of frequencies.

Keywords: *acoustic liners, variable impedance, semi-empirical impedance models, grazing flow impedance tube, numerical simulation, finite element method.*

Введение

Для снижения шума авиационного двигателя (АД) его каналы облицовываются звукопоглощающими конструкциями (ЗПК) локально-реагирующего типа. Хорошо известно, что импеданс таких ЗПК сильно зависит от уровня звукового давления (УЗД) и скорости скользящего потока в канале [1, 2]. Поскольку данные величины изменяются вдоль ЗПК, то импеданс является переменным. Однако часто расчеты проводятся для постоянных значений импеданса, определенных для некоторых осредненных УЗД и скоростей скользящего потока (например, в [3-5]), что отражается на точности получаемых результатов.

При проектировании ЗПК для современных АД особенно важно подобрать импеданс, максимально снижающий шум АД в дальнем поле при учёте звуковых мод, имеющих высокую эффективность излучения в дальнее поле [6]. Данный факт накладывает дополнительные требования к точности соответствия фактических значений импеданса проектным. Наиболее распространённым способом проверки этого соответствия является проведение испытаний образцов ЗПК в установках типа «Интерферометр с потоком» [7] с последующей обработкой полученных результатов измерений акустического давления вдоль канала с целью определения импеданса.

Для повышения точности определения импеданса ЗПК необходим комплексный подход и развитие существующих методов, в том числе учёт его переменности, влияние чего продемонстрировано на примере распространения звуковых мод от вентилятора АД в дальнее поле в работе [8]. Наиболее очевидным экспериментальным способом определения переменного импеданса на установке «Интерферометр с потоком» является его измерение методом Дина [9] в отдельных точках лицевой поверхности ЗПК, однако такой подход является весьма трудоемким в реализации и в настоящее время используют методы определения импеданса постоянного по длине ЗПК [10-12].

Таким образом, актуальной задачей является разработка метода определения переменного импеданса с учётом различных УЗД и скорости потока в канале интерферометра с целью повышения точности последующей настройки ЗПК на эффективное снижение шума АД в дальнем поле.

1. Расчётный метод определения переменного импеданса ЗПК

Расчетный метод определения переменного импеданса ЗПК основан на численном моделировании распространения звука в рабочей части интерферометра с потоком и переменным вдоль ЗПК импедансом, зависимость которого от УЗД описывается какой-либо полуэмпирической моделью. Поскольку между УЗД и импедансом есть взаимовлияние, то расчет должен представлять собой итерационную процедуру, которая последовательно уменьшает рассогласование между распределением УЗД в канале при заданном распределении импеданса и определяемым по полуэмпирической модели импедансом при заданном распределении УЗД. Алгоритм решения данной задачи был предложен ранее в работе [8], его блок-схема представлена на рисунке 1.

Для получения начального распределения акустического давления вдоль зоны ЗПК проводится расчёт, где ЗПК заменяется жёсткой стенкой. Затем на основе полученного распределения УЗД импеданс вычисляется по полуэмпирической модели в каждой локальной точке поверхности ЗПК. Полученное распределение импеданса используется уже в численном моделировании распространения звука в канале с

потоком и импедансной стенкой. Процедура повторяется, начиная с этапа вычисления импеданса по полуэмпирической модели, пока распределение УЗД вдоль поверхности ЗПК отличается от распределения УЗД на предыдущей итерации более, чем на 1 дБ.

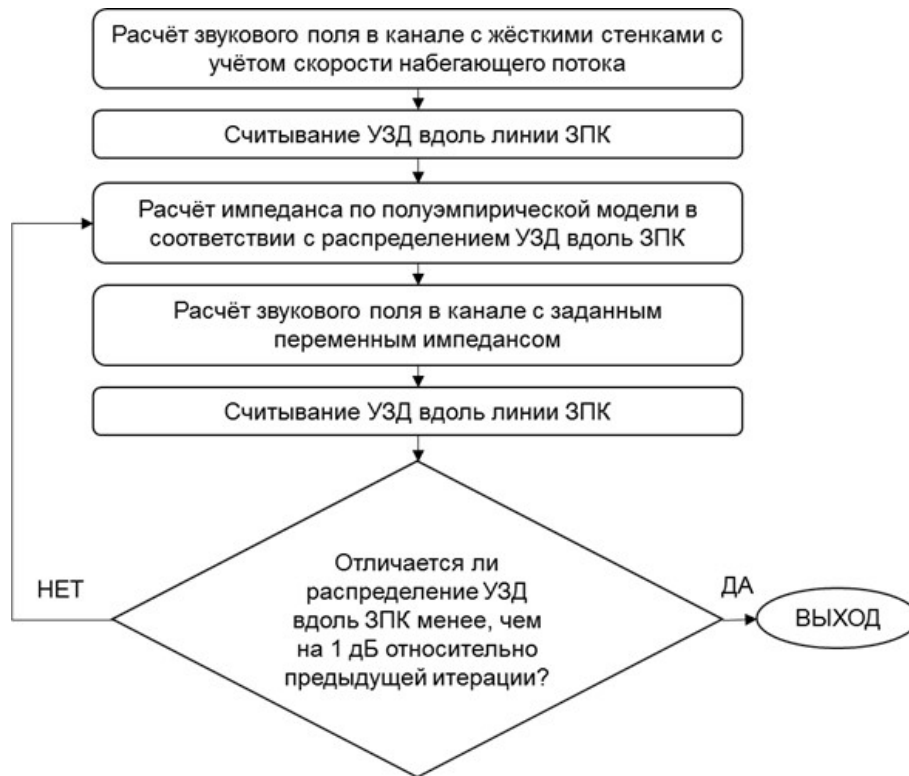


Рис. 1. Блок-схема итерационной процедуры определения переменного импеданса

В данном исследовании численное моделирование выполняется на основе решения линеаризованных уравнений Эйлера для трёхмерной модели рабочей части интерферометра с потоком:

$$\begin{cases} i\omega\rho_t + \rho_t(\nabla \cdot \mathbf{u}_0) + \mathbf{u}_t \cdot \nabla \rho_0 + \mathbf{u}_0 \cdot \nabla \rho_t + \rho_0 \nabla \cdot \mathbf{u}_t = 0 \\ i\omega\mathbf{u}_t + \left(\left[\mathbf{u}_t + \frac{\rho_t}{\rho_0} \mathbf{u}_0 \right] \cdot \nabla \right) \mathbf{u}_0 + (\mathbf{u}_0 \cdot \nabla) \mathbf{u}_t + \frac{1}{\rho_0} \nabla p_t = 0 \\ i\omega p_t + \mathbf{u}_t \cdot \nabla p_0 + p_t \gamma (\nabla \cdot \mathbf{u}_0) + \mathbf{u}_0 \cdot \nabla p_t + \gamma p_0 \nabla \cdot \mathbf{u}_t = 0 \end{cases}$$

где i – мнимая единица; ω – угловая частота, рад/с; γ – отношение удельных теплоёмкостей; \mathbf{u} – вектор скорости, м/с; ρ – плотность, кг/м³; p – давление, Па. Скорость, плотность и давление с нижним индексом 0 относятся к параметрам потока в канале, с нижним индексом t – к акустическим параметрам.

Стоит отметить, что двухмерную постановку здесь использовать нельзя, поскольку это приводит к неправильному моделированию снижения звуковой энергии вдоль канала из-за меньшей в этом случае площади лицевой поверхности ЗПК и, соответственно, неправильному получению распределения УЗД. Граничные условия задачи представлены на рисунке 2.

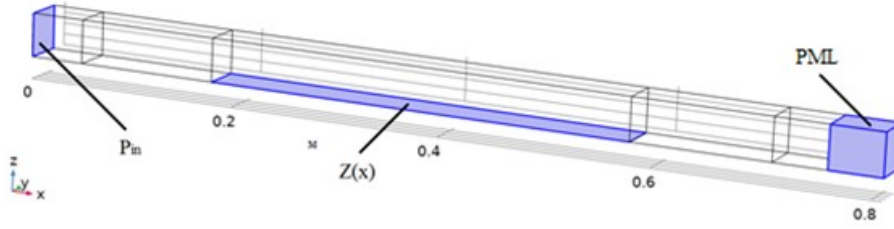


Рис. 2. Граничные условия численной модели

На входе в расчётную область задается акустическое давление P_{in} , измеренное микрофоном в соответствующем сечении канала в процессе проведения эксперимента на рассматриваемом режиме. Для создания условий распространения звука без отражений от выходного сечения рабочей части экспериментальной установки в модели используется идеально согласованный слой (PML). Для моделирования ЗПК задается импедансное граничное условие Ингарда-Майерса без нормальной к поверхности ЗПК компоненты скорости набегающего потока ($\mathbf{u}_0 \cdot \mathbf{n} = 0$):

$$\mathbf{u}_t \cdot \mathbf{n} = \frac{p_t}{Z_n(x)} + \frac{1}{i\omega} \mathbf{u}_0 \cdot \nabla \left(\frac{p_t}{Z_n(x)} \right) + \frac{p_t}{i\omega Z_n(x)} \mathbf{u}_0 \cdot ((\mathbf{n} \cdot \nabla) \mathbf{n})$$

где \mathbf{n} – нормальный к импедансной поверхности вектор. Поскольку импеданс Z_n в направлении оси y не меняется, то он описывается только как функция координаты x :

$$Z_n(x) = (Z_{re}(x) + i \cdot Z_{im}(x)) \cdot \rho_0 \cdot c_0$$

где c_0 – скорость звука, м/с; $Z_{re}(x)$ и $Z_{im}(x)$ – пространственное распределение действительной и мнимой части нормализованного импеданса.

Импеданс в каждой локальной точке поверхности ЗПК вычисляется по полуэмпирической модели Соболева [13], исходя из геометрических характеристик ЗПК, параметров среды, скорости потока и значений УЗД на рассматриваемой частоте. Выражения для нормализованного импеданса Z по данной модели имеет следующий вид:

$$Z = Z_{re} + i \cdot Z_{im} = \left(\frac{ikt}{Ff(\nu')} + \frac{ik\delta_{nl}\Phi(F)}{Ff(\nu)} \right) + \frac{z_1}{F} + 0.424 \left(\frac{1 - F^2 C_D^2}{F C_D^2} \right) \frac{v}{c_0} + \frac{C_V M}{F C_D^2} - \cot(kh),$$

где k – волновое число, m^{-1} ; t – толщина перфорированной пластины, м; F – коэффициент перфорации; $f(\nu) = 1 - \frac{2}{\zeta a} \frac{J_1(\zeta a)}{J_0(\zeta a)}$; $\zeta = \sqrt{-i\omega/\nu}$ – волновое число вязких волн Стокса, m^{-1} ; ν – кинематическая вязкость, m^2/c ; a – радиус отверстия, м; J_0 и J_1 – функции Бесселя нулевого и первого порядка соответственно; $\nu' = \nu \left(1 + \frac{\gamma-1}{\sqrt{Pr}} \right)^2$ – эффективная кинематическая вязкость, m^2/c ; Pr – число Прандтля; δ_{nl} – концевая поправка, м; $\Phi(F) = 1 - 1.47\sqrt{F} + 0.47\sqrt{F^3}$ – функция Фока; $Z_1 = 1 - \frac{2}{kd} J_1(kd)$; d – диаметр отверстия, м; $v = \frac{2 \cdot 10^{\frac{SPL-5}{20}}}{\rho_0 c_0 |Z| F}$ – среднеквадратичная акустическая скорость частиц, м/с; SPL – уровень звукового давления, дБ; $M = V/c_0$ – число Маха набегающего потока; V – скорость набегающего потока, м/с; h – высота резонатора, м.

Эмпирический коэффициент C_V описывает влияние набегающего потока на акустическое сопротивление, в [13] предлагается принимать его равным 0.12. Коэффициент расхода C_D зависит от соотношения диаметра отверстия и толщины перфорированной пластины, его рекомендуемые значения приведены в [13]. В данной задаче принято $C_D = 0.756$.

Концевая поправка зависит от УЗД, выраженного через среднеквадратическую скорость акустических частиц в отверстиях резонатора в следующем виде [14]:

$$\delta_{nl} = \delta_l \frac{1 + 5000M_0^2}{1 + 10000M_0^2},$$

где $\delta_l = 0.85d$ – концевая поправка при низких УЗД, м; $M_0 = v/c_0$ – число Маха для среднеквадратичной акустической скорости частиц в отверстиях.

Распространение звука в канале с потоком и импедансной стенкой моделируется в пакете конечно-элементного анализа COMSOL Multiphysics. Используется структурированная конечно-элементная сетка, состоящая из 13760 элементов с разбиением на более мелкие элементы в зонах стыка ЗПК, на входе в расчётную область и перед началом PML. Расчётная сетка представлена на рисунке 3.

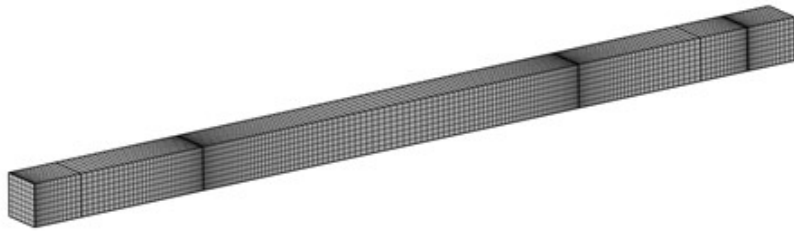


Рис. 3. Конечно-элементная сетка расчетной области

В части реализации общего расчетного алгоритма, представленного на рисунке 1, написана внешняя управляющая программа. Отдельные части программного кода были отработаны ранее в других исследованиях: результаты полуэмпирической модели сравнивались с экспериментальными данными, полученными без потока на интерферометре нормального падения волн методом Дина и методом передаточной функции в широком диапазоне УЗД [15]; связь численной и полуэмпирической моделей в итерационной процедуре сходимости распределения УЗД применялась для расчёта распространения звуковых мод шума вентилятора в дальнее поле [8]. Обе работы показали корректность функционирования программного кода.

2. Параметры образца ЗПК и условия эксперимента

Поскольку полуэмпирическая модель импеданса привязана к конкретным параметрам ЗПК и внешним условиям (частота, УЗД, скорость потока), то для верификации метода использовались результаты натуральных экспериментов из работы [16]. Сама установка «Интерферометр с потоком», на которой проводились эксперименты, изображена на рисунке 4.

На нижней стенке канала установки расположен однослойный образец ЗПК длиной 0.4 м со следующими характеристиками: число отверстий 8, диаметр отверстий 1.6 мм, толщина перфорированной пластины 0.8 мм, высота сотовой ячейки 25 мм, длина ребра соты 8 мм, процент перфорации пластины 10%. Рабочая секция установки представляет собой канал квадратного сечения размерами 4 см и длиной 0.76 м, вдоль верхней стенки рабочей секции установлено 39 микрофонов Bruel&Kjaer 4944. Воздушный поток в канал установки нагнетается вентилятором, обороты которого можно регулировать, тем самым управляя скоростью потока. Звуковые сигналы генерируются двумя массивами акустических драйверов, расположенных перед и после рабочей секции для реализации акустического воздействия по потоку и против потока. Использовались результаты испытаний на режимах вентилятора со средней скоростью потока в канале 0,

68 и 173 м/с и излучением звука по потоку и против потока. Акустическое воздействие синусоидальное с УЗД 150 дБ на входе в рабочую часть установки, как по потоку, так и против, на частотах 500, 1000, 1600, 2000, 2500 и 3150 Гц, что соответствует частотному диапазону, в котором обычно расположены наиболее энергонесущие гармоники шума вентилятора современных двухконтурных АД на режимах взлета, набора высоты и посадки.

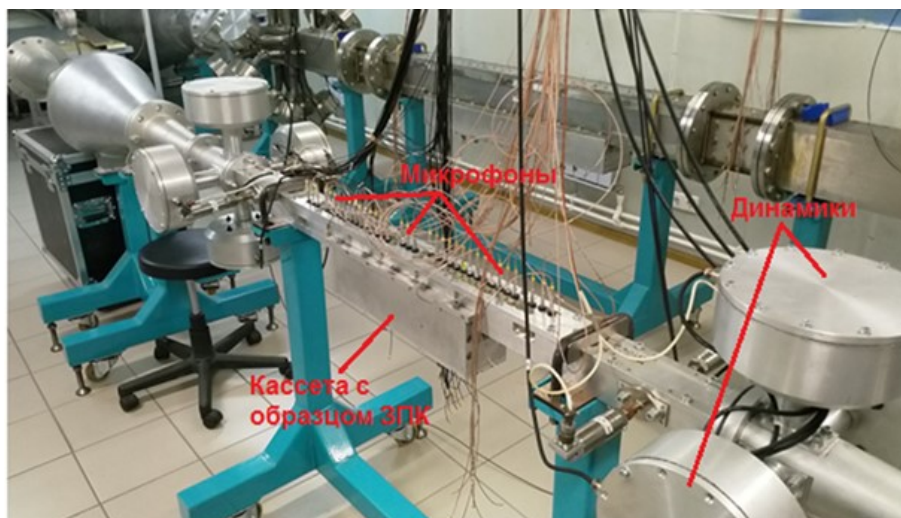


Рис. 4. Установка «Интерферометр с потоком»

3. Анализ результатов

По причине большого количества полученных данных далее представлены наиболее значимые результаты: зависимость амплитуды и фазы акустического давления вдоль координаты x верхней стенки модели рабочей части установки для некоторых режимов (рис. 5), распределение действительной части импеданса (мнимая часть практически не меняется) вдоль образца ЗПК на разных режимах для частот $f = 1000, 2000, 3150$ Гц (рис. 6).

Как видно на рисунке 5, решение численной модели приводит к неплохому соответствию распределений акустического давления вдоль канала экспериментальным данным. Отличие амплитуд в жесткостенной секции перед ЗПК по направлению распространения звука (рис. 5а, 5в) можно объяснить неполным учетом в моделировании процессов, происходящих на стыке жёсткой стенки с импедансной стенкой ЗПК. Отличия же в акустическом давлении после секции ЗПК (рис. 5а, 5г) связаны с отражением звука, присутствующем в натурном тракте экспериментальной установки. Наилучшее совпадение наблюдается на частотах, близких к резонансной частоте ЗПК (около 2000 Гц в зависимости от скорости потока и УЗД), на режимах $V = 0$ м/с и $V = \pm 68$ м/с (например, рис. 5б, 5в). Наихудшее соответствие наблюдается при $V = -173$ м/с (например, рис. 5д), что вызвано сложным взаимодействием воздушного потока и акустического излучения, которое линеаризованные уравнения Эйлера описывают недостаточно точно. Наблюдается отставание изменения фазы в численной модели относительно экспериментальных данных на некоторых частотах (рис. 5б, 5в, 5г, 5д), а также неустойчивость полученных распределений при $V = 173$ м/с на высоких частотах (рис. 5г), что, в свою очередь, не влияет на плавность полученных распределений импеданса (рис. 6в).

Исходя из полученных данных на рисунке 6 можно сделать выводы о зависимости переменного импеданса от рассматриваемых параметров, а именно частоты, скорости потока и направления распространения звука относительно потока.

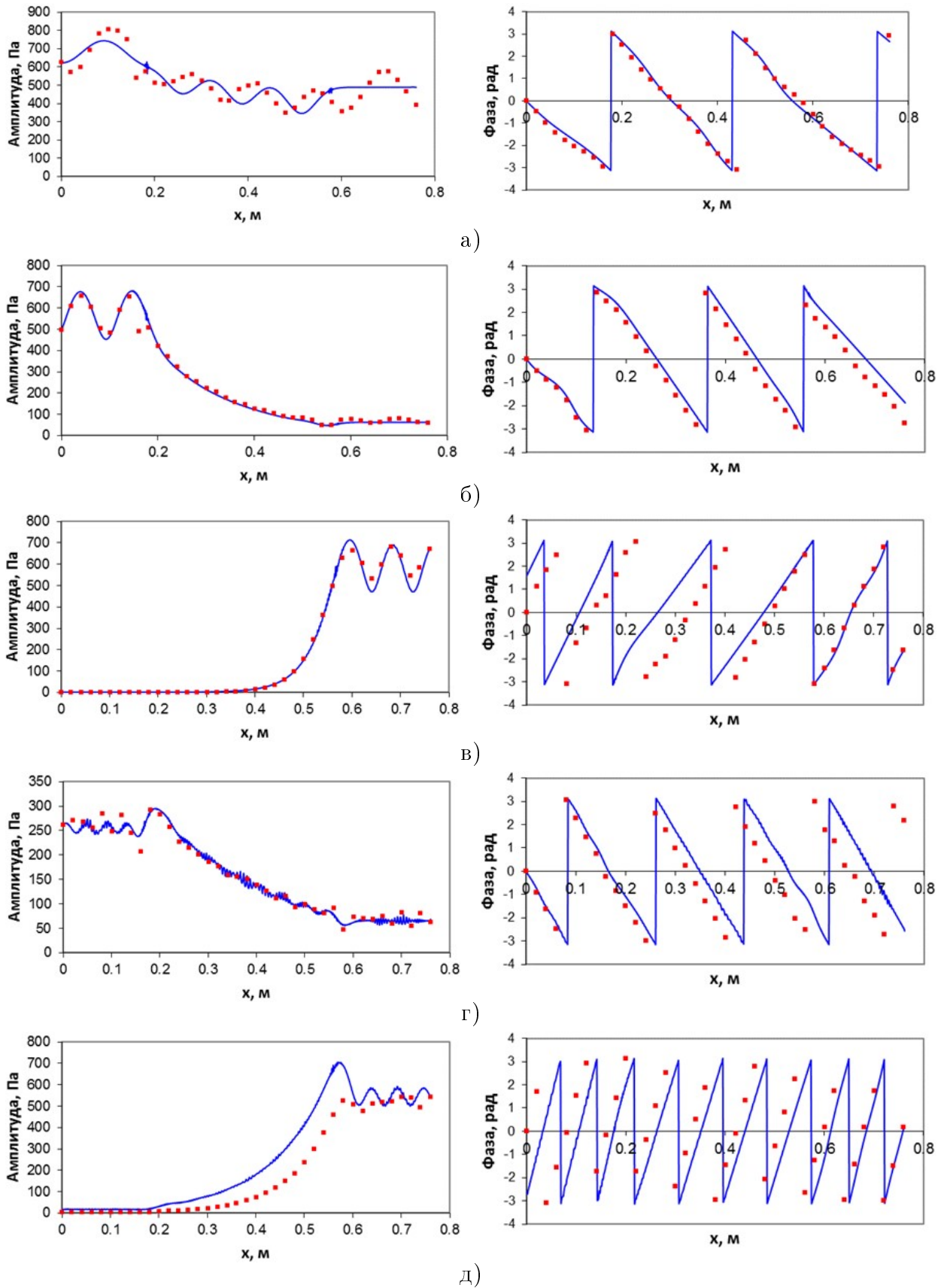


Рис. 5. Распределение амплитуды (слева) и фазы (справа) акустического давления вдоль верхней стенки рабочей части интерферометра с потоком: а) $V = 0$ м/с, $f = 1000$ Гц; б) $V = 68$ м/с, $f = 1600$ Гц; в) $V = -68$ м/с, $f = 2000$ Гц; г) $V = 173$ м/с, $f = 3150$ Гц; д) $V = -173$ м/с, $f = 2500$ Гц; синяя кривая – численная модель; красные квадраты – экспериментальные данные

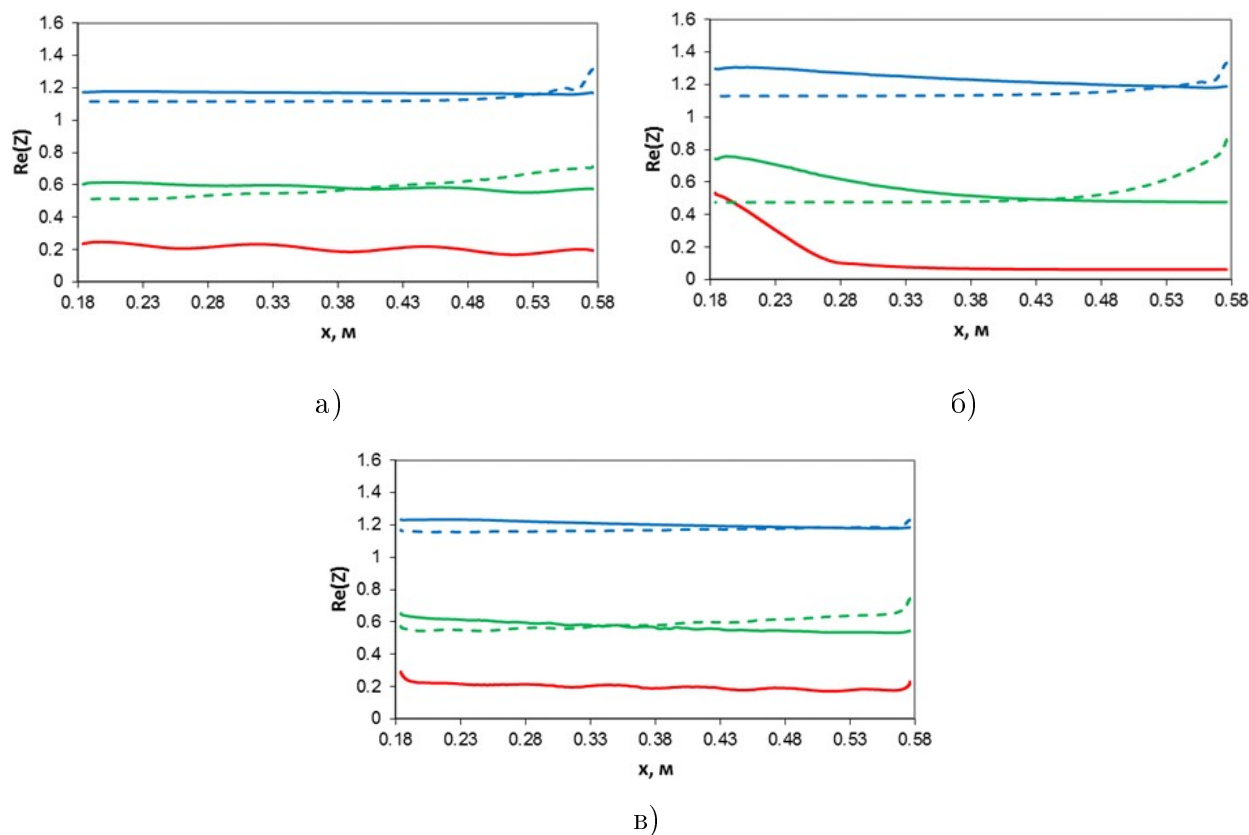


Рис. 6. Распределение действительной части импеданса вдоль образца ЗПК на различных режимах работы: а) $f = 1000$ Гц; б) $f = 2000$ Гц; в) $f = 3150$ Гц; красная кривая – $V = 0$ м/с; зелёная кривая – $V = 68$ м/с; зелёный штрих – $V = -68$ м/с; синяя кривая – $V = 173$ м/с; синий штрих – $V = -173$ м/с

Видно, что переменность импеданса наиболее выражена на частотах, близких к резонансной частоте (рис. 6б), но с ростом скорости потока импеданс принимает значения вдоль линии ЗПК ближе к постоянной величине. Так, на 2000 Гц при $V = 0$ м/с наблюдается отличие между максимальным и минимальным значениями импеданса по всей длине ЗПК более, чем в 7 раз. На начальном нелинейном режиме работы ЗПК (УЗД выше 120 дБ) импеданс стремительно уменьшается вместе с уменьшением значения УЗД (рис. 7) до координаты $x = 0.28$ м, что соответствует УЗД в 132 дБ, а близкое к постоянному значению распределение импеданса начинается с точки $x = 0.34$ м, соответствующей УЗД в 120 дБ (переход на линейный режим работы ЗПК). Данный результат находится в согласовании с известными представлениями о поведении импеданса локально-реагирующей ЗПК на линейном и нелинейном режиме работы, что говорит о корректности разработанного метода.

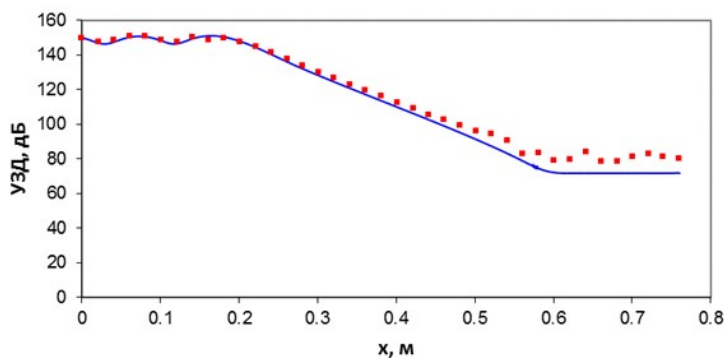


Рис. 7. Распределение УЗД вдоль рабочей части установки при 2000 Гц без воздушного потока: синяя кривая – численная модель; красные квадраты – экспериментальные данные

На частотах меньше (рис. 6а) и больше (рис. 6в) резонансной частоты переменность также становится менее выражена, а при скорости потока $V = 173$ м/с импеданс практически принимает постоянное значение вдоль всей линии ЗПК, что вызвано возросшим влиянием на импеданс других эффектов, чем его зависимостью от УЗД. Направление излучения звука относительно направления потока качественно изменяет распределение импеданса, т.к. изменяется скорость затухания распространяющихся звуковых мод по потоку и против потока.

В целом предложенный метод во всех случаях дает более адекватное поведение импеданса, чем ранее рассмотренные подходы с описанием переменного импеданса на основе квадратичной функции [17] или на основе кубического сплайна [18].

Заключение

Расчетные распределения акустических давлений в канале рабочей части установки в ряде случаев хорошо согласуются с результатами эксперимента, что в целом подтверждает работоспособность предложенного в данной работе метода. Наилучшее соответствие расчётных значений экспериментальным наблюдается вблизи резонансной частоты образца ЗПК при отсутствии и небольших (68 м/с) скоростях потока, как при излучении по потоку, так и против. Отличия расчетных и экспериментальных результатов усиливаются по мере отдаления от резонансной частоты, но при отсутствии потока они не столь значительны. Наибольшие отличия заметны при отдалении от резонансной частоты и сильном (173 м/с) потоке, направленном против излучения. Также в некоторых случаях наблюдается отставание акустического давления по фазе и неустойчивость его расчетных распределений.

Полученные отличия объясняются, с одной стороны, неидеальными условиями проведения натурного эксперимента (наличие отражений звука от сечений канала установки на некоторых частотах; возможные акустические утечки через щели на стыках образца ЗПК с кассетой, в которую он установлен; погрешность измерений скорости потока в канале), с другой стороны – неточностью описания в полуэмпирических моделях зависимости импеданса от УЗД и скорости потока в канале. Дополнительно вышперечисленное осложнено тем, что пока не существует полуэмпирической модели, одинаково хорошо описывающей импеданс для всех возможных сочетаний геометрических параметров и внешних условий эксплуатации ЗПК.

Список литературы

1. Murray P.R. Development of a single degree of freedom perforate impedance model under grazing flow and high SPL / Murray P.R., Astley R.J. // 18th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference. – 2012. – № 2012-2294.
2. Ипатов М.С. Влияние спектра высокоинтенсивного источника звука на звукопоглощающие свойства облицовок резонансного типа / Ипатов М.С., Остроумов М.С., Соболев А.Ф. // Акустический журнал. – 2012. – Т. 58, № 4. – С. 465-472.
3. Shi Zheng. Noise prediction and optimization system for turbofan engine inlet duct design / Shi Zheng, Mei Zhuang, Frank Thiele // AIAA Paper 2004-3031.
4. Astley R.J. Computational aero-acoustics for fan duct propagation and radiation. Current status and application to turbofan liner optimization / Astley R.J., Sugimoto R., Mustafi P. // J. Sound and Vibration, 2011. V. 330. P. 3832-3845.
5. Xiong L. Effects of turbofan engine intake droop and length on fan tone noise / Xiong L., Sugimoto R., Quaranta E. // AIAA Paper 2019-2581.
6. Копьев В.Ф. О новых постановках задач в области создания эффективных ЗПК / Копьев В.Ф., Остриков Н.Н. // Материалы XXXI научно-технической конференции по аэродинамике: Сборник тезисов конференции. – 2020. – С. 123-124.
7. Palchikovskiy V. On Designing Impedance Tube with Grazing Flow / Palchikovskiy V., Khramtsov I., Kuznetsov A., Pavlogradskiy V. // Akustika. – 2021. Vol. 39. – P. 84-91.
8. Пальчиковский В.В. Оценка влияния переменности импеданса звукопоглощающей облицовки на шум вентилятора авиационного двигателя в расчете распространения звуковых мод в дальнее поле / Пальчиковский В.В., Кузнецов А.А., Павлоградский В.В. // Акустический журнал. – 2023. – Т. 69, № 2. – С. 230-241.
9. Dean P.D. An in-situ method of wall acoustic impedance measurement in flow duct // Journal of Sound and Vibration. – 1974. – Vol. 34, № 1. – P. 97-130.
10. Jones M.G. Comparison of two waveguide methods for educating liner impedance in grazing flow / Jones M.G., Watson W.R., Tracy M.B., Parrott T.L. // AIAA Journal. – 2004. – Vol. 42. – P. 232-240.
11. Elnady T. An inverse analytical method for extracting liner impedance from pressure measurements / Elnady T., Boden H. // AIAA Paper. – 2004. – No. 2836.
12. Jing X. A straightforward method for wall impedance eduction in a flow duct / Jing X., Peng S., Sun X. // Journal of the Acoustic Society of America. – 2008. – Vol. 124, No. 1. – P. 227-234.
13. Соболев А.Ф. Полуэмпирическая теория однослойных сотовых звукопоглощающих конструкций с лицевой перфорированной панелью // Акустический Журнал. – 2007. – Т. 53, № 6. – С. 861-872.
14. Guess A.W. Calculation of perforated plate liner parameters from specified acoustic resistance and reactance // Journal of Sound and Vibration. – 1975. – Vol 40, № 1. – P. 119-137.
15. Кузнецов А.А. Сравнение полуэмпирических моделей импеданса для локально-реагирующих звукопоглощающих конструкций / Кузнецов А.А., Пальчиковский В.В., Храмцов И.В., Кустов О.Ю. // Защита от повышенного шума и вибрации: сборник трудов конференции. – 2023. – С. 299-307.
16. Пальчиковский В.В. Влияние поля скорости на извлечение импеданса звукопоглощающей конструкции по результатам испытаний в интерферометре с потоком / Пальчиковский В.В., Кузнецов А.А., Корин И.А., Сорокин Е.В. // Вестник ПНИПУ. Аэрокосмическая техника. – 2022. – № 71. – С. 99-108.
17. Khramtsov I.V. Investigation of the impedance along the surface of the acoustic liner sample based on numerical simulation / Khramtsov I.V., Palchikovskiy V.V., Kuznetsov

A.A. // 2022 International Conference on Dynamics and Vibroacoustics of Machines. – 2022.

18. Palchikovskiy V. On improvement of the impedance eduction accuracy by account of impedance variability along the acoustic liner / Palchikovskiy V., Pavlogradskiy V., Kuznetsov A., Bulbovich R. // *Akustika*. – 2019. – Vol. 34. – P. 49-52.

References

1. Murray P.R. Development of a single degree of freedom perforate impedance model under grazing flow and high SPL / Murray P.R., Astley R.J. // 18th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference. – 2012. – № 2012-2294.

2. Ipatov M.S. Effect of the spectrum of a high-intensity sound source on the sound-absorbing properties of a resonance-type acoustic lining / Ipatov M.S., Ostroumov M.N., Sobolev A.F. // *Acoustical Physics*. – 2012. – Vol. 58, № 4. – P. 465-472.

3. Shi Zheng. Noise prediction and optimization system for turbofan engine inlet duct design / Shi Zheng, Mei Zhuang, Frank Thiele // AIAA Paper 2004-3031.

4. Astley R.J. Computational aero-acoustics for fan duct propagation and radiation. Current status and application to turbofan liner optimization / Astley R.J., Sugimoto R., Mustafi P. // *J. Sound and Vibration*, 2011. V. 330. P. 3832-3845.

5. Xiong L. Effects of turbofan engine intake droop and length on fan tone noise / Xiong L., Sugimoto R., Quaranta E. // AIAA Paper 2019-2581.

6. Kopiev V.F. On New Formulations of Tasks in the Field of Creating Effective Acoustic Liners / Kopiev V.F., Ostrikov N.N. // Proceedings of the XXXI scientific and technical conference of aerodynamics: Collection of conference abstracts.– 2020. – P. 123-124.

7. Palchikovskiy V. On Designing Impedance Tube with Grazing Flow / Palchikovskiy V., Khramtsov I., Kuznetsov A., Pavlogradskiy V. // *Akustika*. – 2021. Vol. 39. – P. 84-91.

8. Palchikovskiy V.V. Evaluation of the Impedance Variability Effect of Acoustic Liner on Aircraft Engine Fan Noise in Calculation of Far Field Sound Modes Propagation / Palchikovskiy V.V., Kuznetsov A.A., Pavlogradskiy V.V. // *Acoustical Physics*. – 2023. – Vol. 69, № 2. – P. 241-251.

9. Dean P.D. An in-situ method of wall acoustic impedance measurement in flow duct // *Journal of Sound and Vibration*. – 1974. – Vol. 34, № 1. – P. 97-130.

10. Jones M.G. Comparison of two waveguide methods for educating liner impedance in grazing flow / Jones M.G., Watson W.R., Tracy M.B., Parrott T.L. // *AIAA Journal*. – 2004. – Vol. 42. – P. 232-240.

11. Elnady T. An inverse analytical method for extracting liner impedance from pressure measurements / Elnady T., Boden H. // AIAA Paper. – 2004. – No. 2836.

12. Jing X. A straightforward method for wall impedance eduction in a flow duct / Jing X., Peng S., Sun X. // *Journal of the Acoustic Society of America*. – 2008. – Vol. 124, No. 1. – P. 227-234.

13. Sobolev A.F. A semiempirical theory of a one-layer cellular sound-absorbing lining with a perforated face panel // *Acoustical Physics*. – 2007. – Vol. 53, № 6. – P. 762-771.

14. Guess A.W. Calculation of perforated plate liner parameters from specified acoustic resistance and reactance // *Journal of Sound and Vibration*. – 1975. – Vol 40, № 1. – P. 119-137.

15. Kuznetsov A.A. Comparison of Semi-empirical Impedance Models for Locally Reacting Acoustic Liners / Kuznetsov A.A., Palchikovskiy V.V., Khramtsov I.V., Kustov O.Yu. // Protection from increased noise and vibration: collection of conference proceedings. – 2023. – P. 299-307.

16. Palchikovskiy V.V. Influence of the Flow Velocity Field on the Results of Impedance Eduction Based on Testing the Acoustic Liner on a Grazing Flow Impedance Tube / Palchikovskiy V.V., Kuznetsov A.A., Korin I.A., Sorokin E.V. // PNRPU Aerospace Engineering Bulletin – 2022. – № 71. – P. 99-108.

17. Khramtsov I.V. Investigation of the impedance along the surface of the acoustic liner sample based on numerical simulation / Khramtsov I.V., Palchikovskiy V.V., Kuznetsov A.A. // 2022 International Conference on Dynamics and Vibroacoustics of Machines. – 2022.

18. Palchikovskiy V. On improvement of the impedance eduction accuracy by account of impedance variability along the acoustic liner / Palchikovskiy V., Pavlogradskiy V., Kuznetsov A., Bulbovich R. // Akustika. – 2019. – Vol. 34. – P. 49-52.

УДК: 628.517.4. 699.842
OECD: 2.03 PU

Об эффективности вибропоглощающих покрытий

Кирпичников В.Ю.¹, Малинин И.О.², Олейников А.Ю.^{3*}

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

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

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

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

Аннотация

Дан краткий обзор основных видов вибропоглощающих покрытий. Изложены способы определения значений коэффициента потерь (η) колебательной энергии в пластинах с мягкими, жесткими и армированными вибропоглощающими покрытиями, приведены соотношения для определения соответствующих характеристик для разных видов ВПП. Рассмотрены особенности вибродемпфирующей эффективности современных покрытий. Предложены пути устранения негативного влияния для мягкого вибропоглощающего покрытия, проявляющегося в некоторых случаях. Определены условия достижения наибольших значений η для жестких вибропоглощающих покрытий, а также технологические особенности нанесения жестких покрытий. Сделан вывод о различном влиянии массовых параметров армированного типа ВПП на его эффективность в различных диапазонах значений μ и μ_1 . Приведены условия получения необходимой эффективности для армированного вибропоглощающего покрытия.

Ключевые слова: вибрация, шумоизлучение, коэффициент потерь, вибропоглощающее покрытие, эффективность вибропоглощения.

The effectiveness of vibration-absorbing coatings

Kirpichnikov V. Yu.¹, Malinin I. O. ², Oleinikov A. Yu.^{3}*

¹ DSc, Professor, ² Senior Engineer, ³ PhD, Associate Professor,

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

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

Abstract

A brief overview of the main types of vibration-absorbing coatings is given. Methods for determining the values of the loss coefficient (η) of vibrational energy in plates with soft, hard and reinforced vibration-absorbing coatings are outlined, and relationships are given for determining the corresponding characteristics for different types of airfoils. The features of the vibration-damping efficiency of modern coatings are considered. Ways have been proposed to eliminate the negative impact of a soft vibration-absorbing coating, which appears in some cases. The conditions for achieving the highest values of η for rigid vibration-absorbing coatings have been determined, as well as technological features of applying hard coatings. A conclusion is made about the different influence of the mass parameters of a reinforced runway type on its efficiency in different ranges of values of μ and μ_1 . Conditions for obtaining maximum efficiency, for reinforced vibration-absorbing coating.

Keywords: vibration, noise emission, loss coefficient, vibration absorbing coating, vibration absorption efficiency.

Введение

Одним из основных направлений снижения уровней вибрации и шумоизлучения инженерных конструкций различного рода является облицовка их пластинчатых элементов (далее – пластин) вибропоглощающим покрытием (ВПП).

Различают три основных типа ВПП: мягкие, жесткие и армированные. Отличительными особенностями ВПП являются конструктивное оформление и неодинаковый характер деформации вязкоупругих материалов, возникающей при их виброисмещениях под действием колебаний демпфируемой пластины. Конструкция и физические основы вибродемпфирования современных ВПП описаны во многих работах, например в [1, 2].

1. Краткий обзор основных видов вибропоглощающих покрытий

Мягкие ВПП состоят из одного или нескольких слоев вязкоупругого материала (преимущественно резины с малыми значениями динамических модулей упругости и сдвига), в котором на частотах работоспособности ВПП возникают волновые процессы, распространяющиеся в направлении толщины материала.

Жесткие покрытия содержат преимущественно один слой вязкоупругого материала в виде пластмассы, наносимой в жидкообразном состоянии на поверхность демпфируемой пластины. Деформация пластмассы связана с ее сжатием (растяжением) в направлении плоскости пластины.

Армированные вибропоглощающие покрытия (АВП) простейшей конструкции представляют собой диссипативный слой вязкоупругого материала, одна из поверхностей которого соединена с армирующим слоем из жесткого материала (металл, стеклопластик), а другая – с поверхностью демпфируемой пластины. При ее изгибе в вязкоупругом материале (мягкая резина, полимеры) из-за тормозящего действия его колебаниям армирующего слоя возникают деформации сдвига, за счет которых и происходит поглощение вибрационной энергии.

В общем случае можно считать, что установка любого типа ВПП на возбуждаемую усилием пластину приводит к изменению ее инерционной, жесткостной и диссипативной характеристик и как следствие – вибрационного отклика конструкции на действие усилия. При этом в зависимости от параметров пластины и покрытия, а также от частоты возбуждения этот отклик может быть и слабым и достаточно заметным, выраженным как уменьшением, так, в некоторых случаях, и ростом уровней вибрации. Соответствующие изменения этих уровней характеризуют положительную или отрицательную эффективность ВПП.

Важнейшим параметром, определяющим эффективность покрытия (\mathcal{E} , дБ), является коэффициент потерь η колебательной энергии в задемпфированной пластине. Действительно, при малом или нулевом изменении покрытием потерь колебательной энергии в пластине его эффективность $\mathcal{E} = N \lg(\eta/\eta_0)$, дБ, оказывается невысокой или равной нулю (η_0 – коэффициент потерь в конструкции без покрытия).

Точность задания значений η_0 и η оказывает непосредственное влияние на погрешность расчетов уровней вибрации и шумоизлучения пластинчатых элементов конструкций. Завышение потерь колебательной энергии при наличии ВПП может привести к занижению расчетных и, как следствие, к превышению достигнутых уровней вибрации и шума над их предельно допустимыми величинами.

С учетом сказанного «надежность» информации о значениях коэффициентов потерь η_0 и η имеет принципиальное значение для выполнения требований, предъявляемых к виброшумовым параметрам, и разработки мероприятий по уменьшению вибрации и шума.

В качестве значений η_0 обычно принимаются измеренные величины, приведенные, например, в работах [3, 4].

Далее кратко изложены способы расчетного определения значений η с особенностями вибродемпфирующей эффективности современных ВПП. Рассмотрен диапазон низких и средних звуковых частот, в котором, как правило, возникают наибольшие трудности снижения вибрации и шума.

2. Мягкие вибропоглощающие покрытия

Типовая расчетная частотная зависимость коэффициента потерь η пластины с мягким ВПП приведена на рис. 1.

Зависимость содержит два следующих частотных диапазона:

- низкочастотный диапазон с ростом значений η с повышением частоты;
- диапазон с резонансными и антирезонансными частотами упругих колебаний покрытия в направлении толщины.

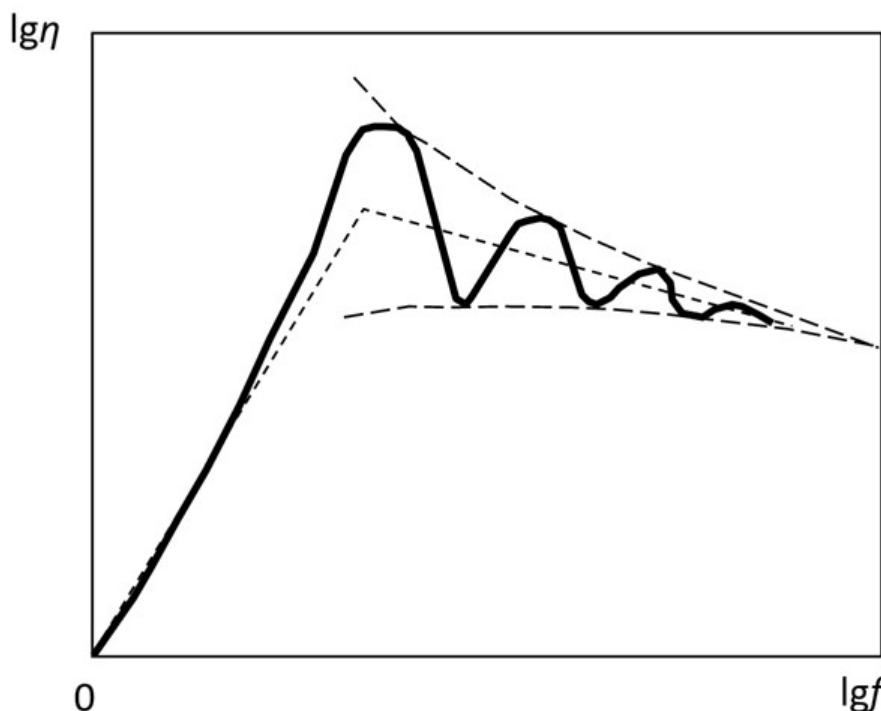


Рис. 1. Частотная зависимость коэффициента потерь пластины с мягким вибропоглощающим покрытием

Максимальное значение коэффициент потерь η пластины с покрытием имеет на низшей резонансной частоте $f_p = c_2/4h_2$ колебаний покрытия (c_2 – скорость распространения упругих колебаний в покрытии, h_2 – его толщина), на которой в направлении толщины укладывается одна четвертая часть длины его упругой волны. Это значение η может быть вычислено с использованием формулы

$$\eta = \frac{\eta_2}{1 + 1,23\mu_{12}\eta_2^2}, \quad (1)$$

где η_2 – коэффициент потерь материала покрытия, $\mu_{12} = m_1/m_2$ ($m_1 = \rho_1 h_1$ – масса единицы площади пластины толщиной h_1 с плотностью материала ρ_1 ; $m_2 = \rho_2 h_2$ – масса единицы площади ВПП).

Из формулы (1) видно, что максимальное значение η не может быть больше коэффициента потерь в материале покрытия η_2 . Равенство η значению η_2 достигается только при малых величинах как η_2 , так и μ_{12} , соответствующего невыполнимому для большинства инженерных конструкций условию $m_2 > m_1$.

Выражение (1) получено без учета резонансных колебаний динамической системы «пластина–покрытие». Их влияние на эффективность мягкого покрытия исследовано в работе [5]. В частотных зависимостях эффективности типовых покрытий на сравнительно тонких (3-6 мм) стальных пластинах выявлен, в частности, диапазон отрицательной эффективности покрытий, в котором они увеличивают шумоизлучение вибрирующих пластин.

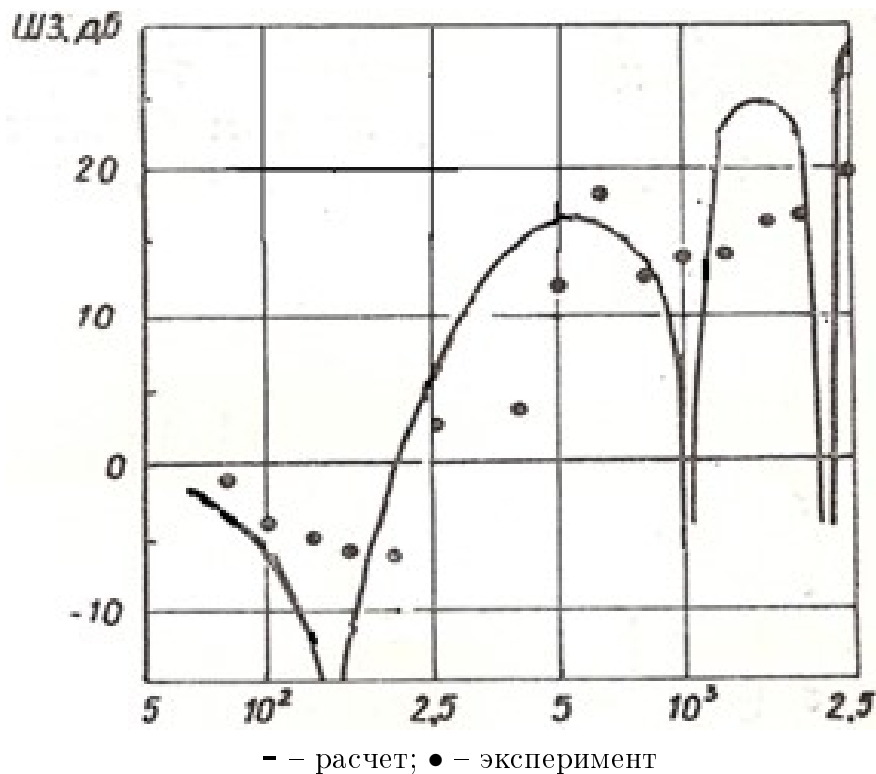


Рис. 2. Шумозаглушающая эффективность конструкции, состоящей из стального листа $h = 5 \cdot 10^{-3}$ м и покрытия с параметрами $M = 9,9$ кг/м², $\rho_2 c_2 = 1,86 \cdot 10^4$ кг/с·м²

В качестве примера на рис. 2 приведены расчетная и экспериментальная частотные характеристики шумозаглушающей эффективности покрытия с массой единицы площади $m_2 = 9,9$ кг/м² и волновым сопротивлением $\rho_2 c_2 = 1,86 \cdot 10^4$ кг/с·м², установленного на находящуюся в воде стальную пластину толщиной 5 мм. На рисунке видны расчетные значения как верхней граничной частоты ($f_k = 209$ Гц) указанного диапазона, так и частоты с наибольшим отрицательным значением эффективности ($f_{min} = 145$ Гц).

Вычисления этих частот выполнены с использованием следующих приближенных формул [5]

$$f_k = 0,55 \frac{\rho_2 c_2}{m_2} \left\{ 1 + \frac{m_2}{4m_1} - \left[1 + \frac{m_2}{6m_1} \left(1 + \frac{3m_2}{8m_1} \right) \right]^{1/2} \right\}^{1/2}, \quad (2)$$

$$f_{min} = 0,28 \frac{\rho_2 c_2}{m_2} \left\{ 1 + \frac{m_2}{2m_1} - \left[1 + \frac{m_2}{3m_1} \left(1 + \frac{3m_2}{4m_1} \right) \right]^{1/2} \right\}^{1/2}. \quad (3)$$

Влияние резонансных упругих колебаний мягкого покрытия ($m_2 = 76,8 \text{ кг/м}^2$, $\rho_2 c_2 = 1,51 \cdot 10^5 \text{ кг/с}\cdot\text{м}^2$) на его вибродемпфирующую эффективность при установке на толстолистовую ($h_1 = 0,055 \text{ м}$) стальную пластину в воздухе исследовалось в работе [6]. Расчетные значения частот f_k и f_{min} оказались равными 184 и 31 Гц. Отрицательная эффективность покрытия была подтверждена измерениями вибрации пластины при ее возбуждении сосредоточенным усилием. Типичные узкополосные ($\Delta f = 1 \text{ Гц}$) спектры входной вибровозбудимости A/F , дБ, пластины при отсутствии и наличии покрытия приведены на рис. 3.

Обращаясь к рисунку, видим, что установка покрытия на пластину привела к существенному (более 14 дБ) уменьшению уровней ее вибрации на резонансных частотах 369 Гц и выше. На более низких резонансных частотах уровни A/F , дБ, остались без изменения. Во всем частотном диапазоне измерений был зарегистрирован рост уровней вибрации на нерезонансных частотах. Следствием этого являлось наличие большого числа третьоктавных полос с нулевым или отрицательным влиянием покрытия на вибровозбудимость пластины.

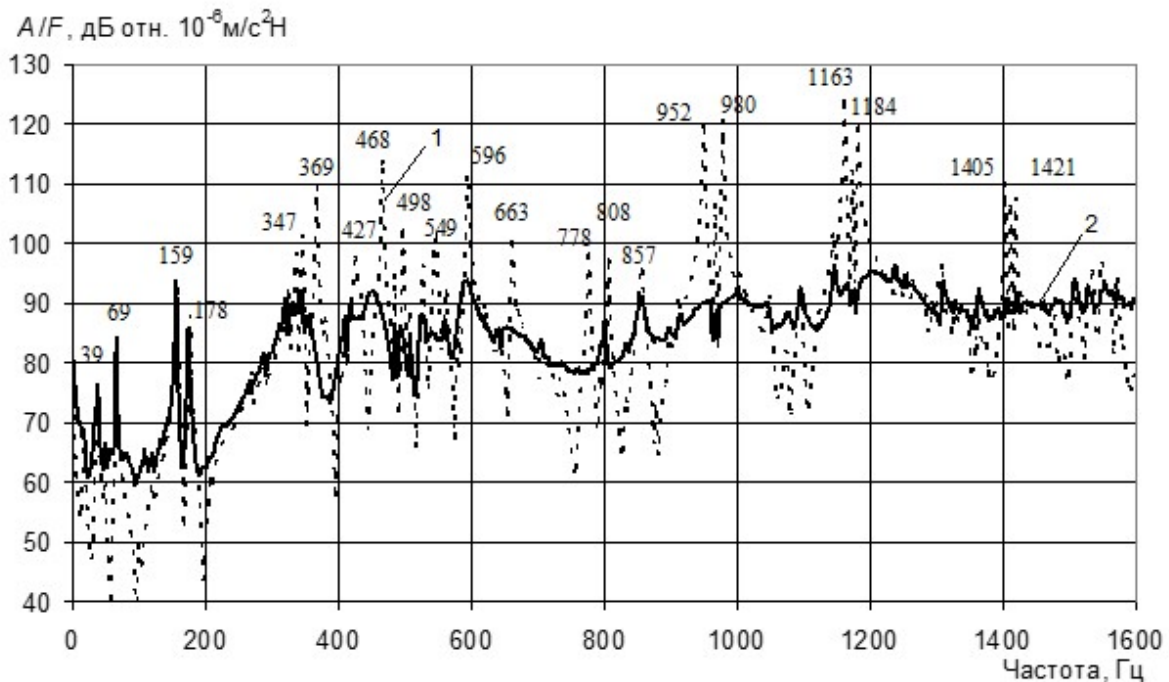


Рис. 3. Узкополосные спектры входной вибровозбудимости пластины без покрытия (1) и с покрытием (2)

Типичный спектр разницы Δ , дБ, третьоктавных уровней входной вибровозбудимости толстолистовой пластины без покрытия и с покрытием приведен на рис. 4. Точками на рисунке обозначены экспериментальные значения шумозаглушающей эффективности покрытия на пластине толщиной 6 мм [5]. Видим, что при установке покрытия как на тонкую, так и на более толстую пластины в частотных зависимостях Δ , дБ, имеется низкочастотный диапазон, в котором наличие покрытия приводит к увеличению вибрации и шумоизлучения демпфируемой пластины.

В работе [6] сделан вывод, что наиболее вероятной причиной отрицательной эффективности мягкого покрытия является возникновение в его листах резонансных колебаний и их обратное влияние на вибрационные процессы в демпфируемой пластине. Об этом косвенно свидетельствует, в частности, нахождение в соответствующем диапазоне всех расчетных значений резонансных частот квазиизгибных (23 Гц), продольных (157 и 196 Гц) и сдвиговых (91 и 114 Гц) колебаний листа покрытия. Увеличение покрытием колебаний пластины связано с отражениями упругих волн от кромок листа при малых потерях в нем колебательной энергии с последующим воздействием резонансной вибрации листа на пластину. На аналогичное большее влияние отражений упругих волн от границ амортизаторов в сравнении с их поглощением в амортизаторах на их низшей резонансной частоте с отрицательной эффективностью указывалось в работе [7].

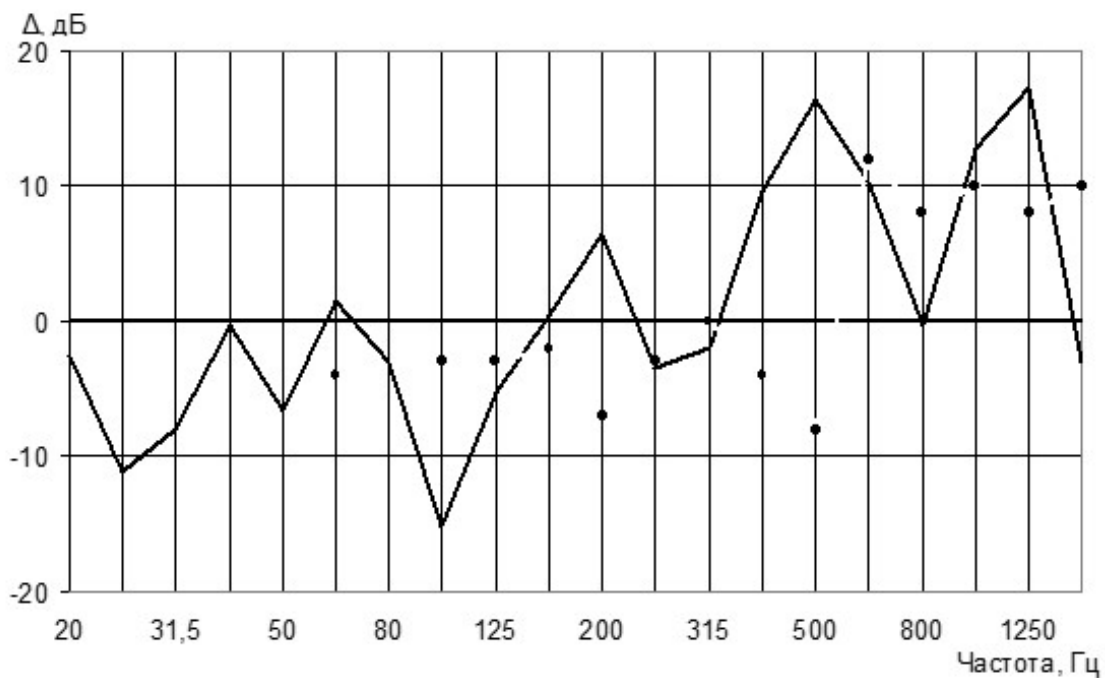


Рис. 4. Разница третьоктавных уровней вибровозбудимости пластины без покрытия и с покрытием. Точками обозначены значения шумозаглушающей эффективности покрытия на пластине толщиной 6 мм

Негативное влияние мягкого ВПП на вибрации демпфируемой пластины может быть устранено увеличением потерь колебательной энергии как непосредственно в покрытии, так и в демпфируемой пластине.

3. Жесткие вибропоглощающие покрытия

Эффективность жестких ВПП обусловлена как поглощением колебательной энергии в вязкоупругом материале, так и увеличением при установке покрытий массы и жесткости демпфируемой конструкции.

Коэффициент потерь η изгибно-колеблющейся пластины, на которую нанесено жесткое вибропоглощающее покрытие, может быть определен с использованием формулы [1]

$$\eta \approx \frac{\eta_2}{1 + [\alpha_2 \beta_2 (\alpha_2^2 + 12\alpha_{21}^2)]^{-1}}, \quad (4)$$

где η_2 – коэффициент потерь материала покрытия; $\alpha_2 = h_2/h_1$ (h_1 и h_2 – толщины пластины и покрытия); $\beta_2 = E_2/E_1$ (E_1 и E_2 – модули Юнга пластины и материала покрытия); $\alpha_{21} = (1 + \alpha_2)/2 = h_{21}/h_1$ (h_{21} – расстояние между нейтральными плоскостями демпфируемой пластины и вязкоупругого материала).

Формула (4) справедлива при выполняемом в большинстве случаев на практике условии $\beta_2 < 10^{-2}$.

Для приближенных оценок значений η часто используется упрощенный вариант формулы (4)

$$\eta = \frac{E_2 J_2}{E_1 J_1} \eta_2, \quad (5)$$

где J_1 и J_2 – моменты инерции пластины и покрытия относительно собственной нейтральной оси ($J_1 = \frac{h_1^3}{12(1-\sigma_1^2)}$, $J_2 = \frac{h_2^3}{12(1-\sigma_2^2)}$, σ_1 и σ_2 – коэффициенты Пуассона пластины и материала покрытия).

Приведенное выражение отражает значимое влияние изгибной жесткости вибропоглощающего материала на эффективность покрытия. (Именно поэтому покрытия рассматриваемого типа называют жесткими).

Из формул (4) и (5) следует, что при увеличении толщины покрытия до размеров, когда наличие демпфируемой пластины становится несущественным, коэффициент потерь η колебаний пластины стремится к значению потерь η_2 в покрытии.

На рис. 5 приведена зависимость коэффициента η стальной пластины от соотношения толщин h_2/h_1 покрытия и пластины. Из рисунка видно, что достаточной толщиной жесткого покрытия, обеспечивающей близкий к максимальному эффект вибропоглощения, является толщина h_2 , превышающая h_1 в три–четыре раза.

Расчетное по формуле (5) значение η при нанесении на стальную пластину толщиной $h_1 = 5 \cdot 10^{-3}$ м жесткого ВПП толщиной $h_2 = 2h_1$, изготовленного из отечественной эпоксидной мастики «Антивибрит-7» ($E_2 = 3 \cdot 10^3$ МПа) со значением коэффициента потерь $\eta_2 = 0,75$ при комнатной температуре, равняется примерно 0,09. Относительная масса покрытия составляет $\sim 39\%$. Большинство материалов жестких ВПП имеют существенно меньшие диссипативные потери и при такой же массе худшую чем «Антивибрит-7» эффективность.

Значения η_2 и E_2 , нашедших в последние годы наибольшее применение в судостроении мастик для изготовления жестких вибропоглощающих покрытий «Випоком», «Мавип» и «Адем», находятся в пределах от 0,15 до 0,31 и от $3 \cdot 10^9$ до $\sim 10^{10}$ Па соответственно. При средних значениях коэффициента потерь ($\eta_2 = 0,23$) и динамического модуля упругости ($E_2 = 6,5 \cdot 10^9$ Па) мастики и толщине ее нанесения, равной двум толщинам демпфируемой пластины из стали ($E_1 = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па), расчетное значение η пластины с жестким ВПП равняется $\sim 0,06$.

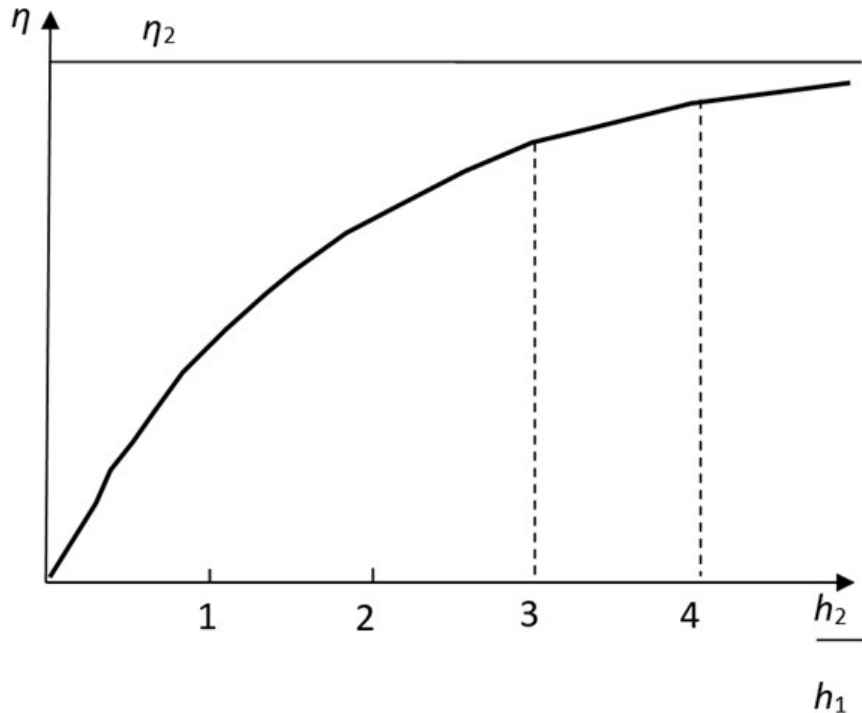


Рис. 5. Зависимость коэффициента потерь стальной пластины, облицованной жестким вибропоглощающим покрытием, от толщины покрытия

К технологическим недостаткам изготовления жестких ВПП можно отнести необходимость специальной подготовки поверхности демпфируемой конструкции к нанесению мастик, особенности их изготовления, нанесения и герметизации, а также необходимость выполнения условий по температуре и влажности для надежного отверждения мастик в течение достаточно длительного времени.

4. Армированные вибропоглощающие покрытия (АВП)

Основным направлением работ по совершенствованию ВПП и иных средств снижения вибрации и шума является уменьшение их массы с одновременным повышением эффективности в диапазоне низких и средних звуковых частот [8-15]. Наиболее перспективными для минимизации массы и повышения эффективности оказались средства с тонким слоем полимерной пленки из поливинилацетата, являющегося «рекордсменом» по величине потерь колебательной энергии в существующих вибропоглощающих материалах. Значения коэффициента потерь η_2 пленки из указанного материала в диапазоне рабочих температур порядка двадцати–тридцати градусов находятся в пределах от 1 до 3 [8].

Результаты экспериментального исследования эффективности различных вариантов АВП, отличающихся толщинами пленки и армирующего слоя из алюминия и стали обобщены в работе [9]. Сведения о вариантах испытанных АВП и их эффективности содержатся в нижеследующей таблице.

Приведена следующая информация о вариантах покрытия:

- толщина h , мм, армирующего и диссипативного слоев АВП;
- материал армирующего слоя покрытий (Ал – алюминий, Ст – сталь);
- марка полимерной пленки (1 – ВПС-2,5, 2 – ВПНС-1, 3 – ВПНС-4) в составе покрытий;

– отношения массы покрытия к массе пластины μ и массы армирующего слоя покрытия к массе полимерной пленки μ_1 ;

– эффективность \mathcal{E} , дБ, покрытий; в качестве \mathcal{E} приведены усредненные по точкам в пучностях форм четырех низших резонансных частот изгибных колебаний стальной пластины с размерами $0,52 \times 0,38 \times 3 \cdot 10^{-3}$ м и по пятнадцати наибольшим максимумам в спектрах ее входной вибровозбудимости в диапазоне частот 0-1600 Гц.

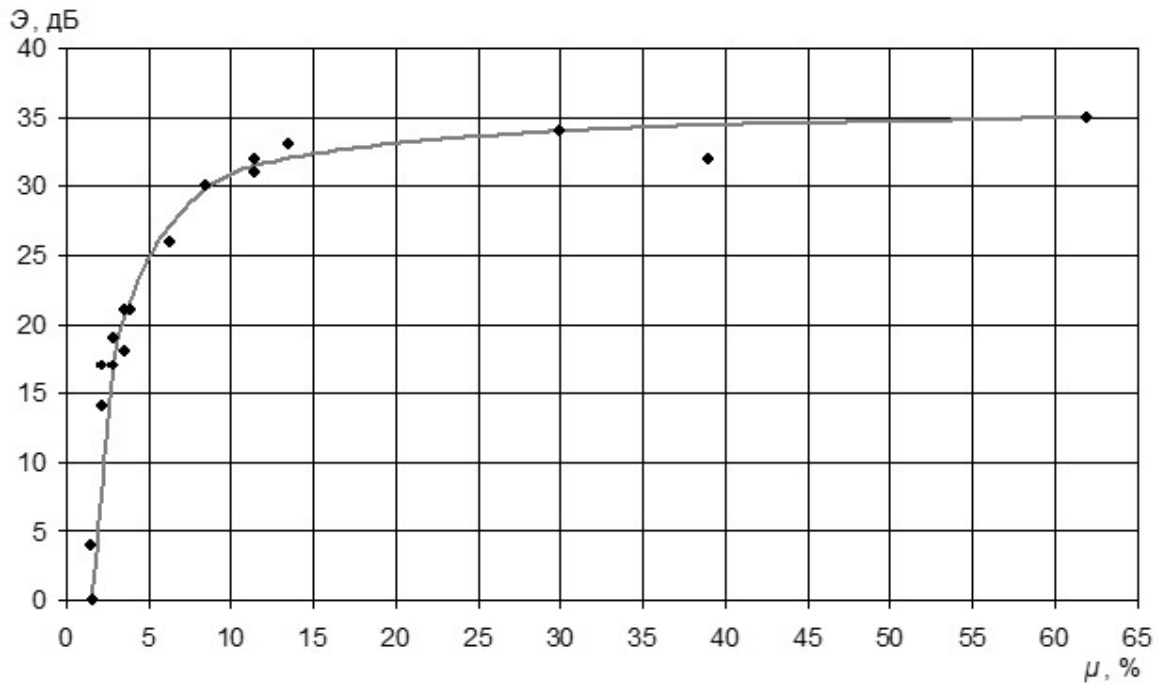
В таблицу 1 включены лишь результаты испытаний с одинаковой технологией изготовления и установки АВП на демпфируемую пластину.

Содержащиеся в таблице одинаковые по массовым параметрам покрытия (АВП2 и АВП17, АВП3 и АВП18, АВП4 и АВП19) изготавливались и испытывались в разное время с промежуточным интервалом до нескольких лет. Мало отличающиеся результаты их испытаний подтверждают стабильность диссипативных характеристик полимерных пленок и приведенных значений эффективности покрытий.

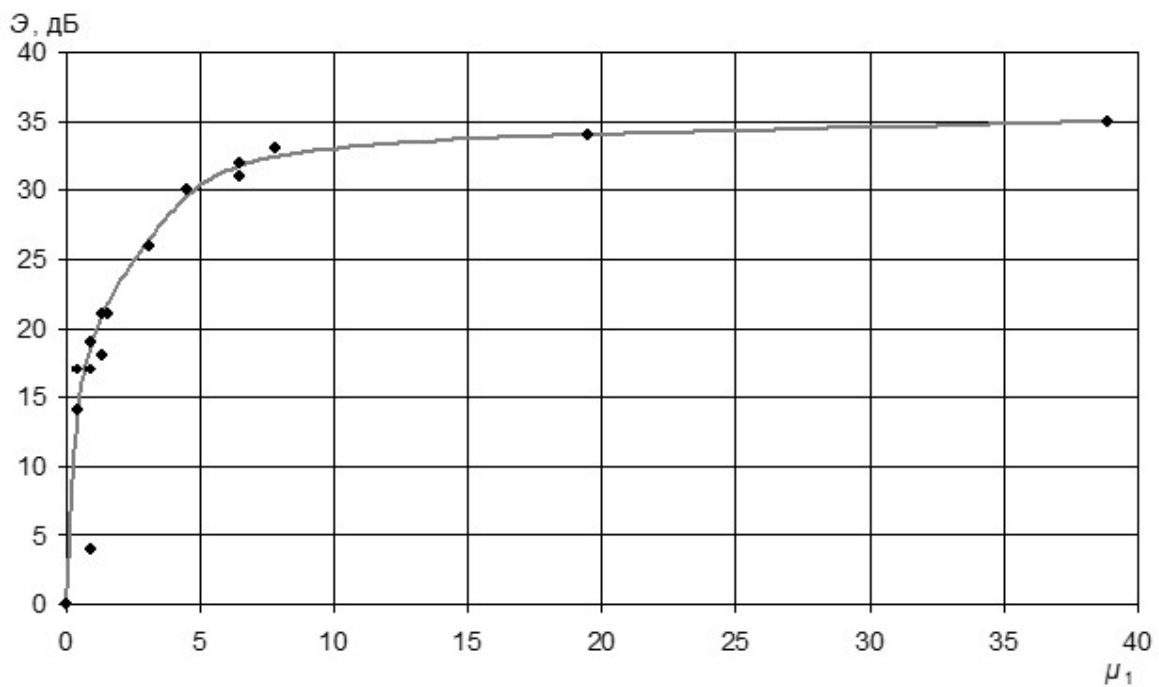
Таблица 1

Сведения о вариантах АВП и его эффективности

№ АВП	Армирующий слой		Диссипативный слой		μ , %	μ_1	\mathcal{E} , дБ
	h , мм	материал	h , мм	марка			
1	0,01	Ал	0,5	1	1,6	0,045	0
2	0,1	Ал	0,5	1	2,2	0,45	17
3	0,2	Ал	0,5	1	2,9	0,90	19
4	0,3	Ал	0,5	1	3,6	1,35	21
5	0,12	Ст	0,5	1	3,9	1,55	21
6	0,24	Ст	0,5	1	6,3	3,12	26
7	0,6	Ст	0,5	1	13,5	7,79	33
8	1,5	Ст	0,5	1	30	19,5	34
9	3,0	Ст	0,5	1	62	38,9	35
10	0,5	Ст	0,5	1	11,5	6,5	32
11	0,5	Ст	0,5	2	11,5	6,5	31
12	0,5	Ст	0,5	3	11,5	6,5	31
13	0,5	Ст	0,5	1, 2, 3	11,5	6,5	31
14	0,5	Ст	0,5	1, 2, 3	11,5	6,5	31
15	0,5	Ст	0,5	1, 2, 3	11,5	6,5	31
16	1,0	Ал	0,5	1	8,5	4,5	30
17	0,1	Ал	0,5	1	2,2	0,45	14
18	0,2	Ал	0,5	1	2,9	0,90	17
19	0,3	Ал	0,5	1	3,6	1,35	18
20	0,1	Ал	0,25	1	1,5	0,91	4
21	0,5	Ст	0,5	1	39	6,5	32



а)



б)

Рис. 6. Зависимость эффективности АВП от его относительной массы μ (а) и отношения μ_1 (б) массы армирующего слоя к массе полимерной пленки

Был сделан вывод о различном влиянии массовых параметров рассматриваемого типа ВПП на его эффективность в следующих диапазонах значений μ и μ_1 (рис. 6):
– с нулевой или малой величиной эффективности при значениях $\mu \leq 1,6\%$; при

практически одинаковом значении $\mu \approx 1,6\%$ (АВП1) и $\mu \approx 1,5\%$ (АВП20) бóльшую эффективность имеет вариант АВП20 с меньшей толщиной диссипативного слоя и бóльшим значением μ_1 ;

– с интенсивным ростом эффективности при увеличении μ от значения 1,6% до значения 2,2%;

– с малым ростом эффективности при увеличении μ от значения 2,2% до значения 3,9%;

– с повышением эффективности на 5–6 дБ при каждом почти двукратном увеличении массы армирующего слоя ($1,55 \leq \mu_1 \leq 6,5$) в сравнении с массой пленки в диапазоне значений $3,9\% \leq \mu \leq 11,5\%$, достигая эффективности около 30 дБ;

– со значениями $\mu > 11,5\%$ и $\mu_1 > 6,5$, при которых повышение эффективности АВП с ростом значений его относительных параметров практически не наблюдается и составляет не более 35 дБ.

С использованием приведенных в таблице усредненных по резонансным частотам и точкам измерения величин эффективности \mathcal{E} , дБ, АВП были определены средние по выполненным испытаниям значения коэффициента потерь демпфируемых пластин. Вычисления соответствующих экспериментальных значений η выполнялись по формуле $\eta = \eta_0 \cdot 10^{0,05\mathcal{E}}$. Коэффициент потерь η_0 при отсутствии АВП на пластинах принимался равным $3 \cdot 10^{-3}$.

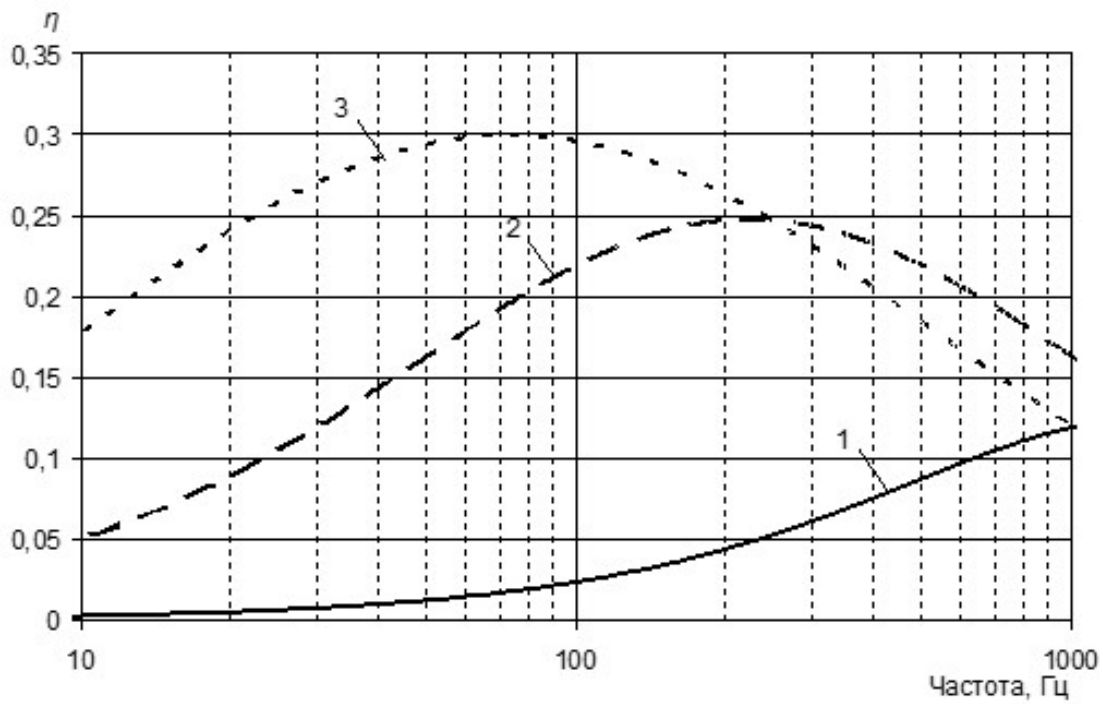
Для определения расчетных значений η использовалась формула

$$\eta = \frac{\eta_2 \gamma g_2}{1 + g_2^2 + g_2^2 \eta_2^2 + \gamma [1 + g_2 (1 + \eta_2^2)]}, \quad (6)$$

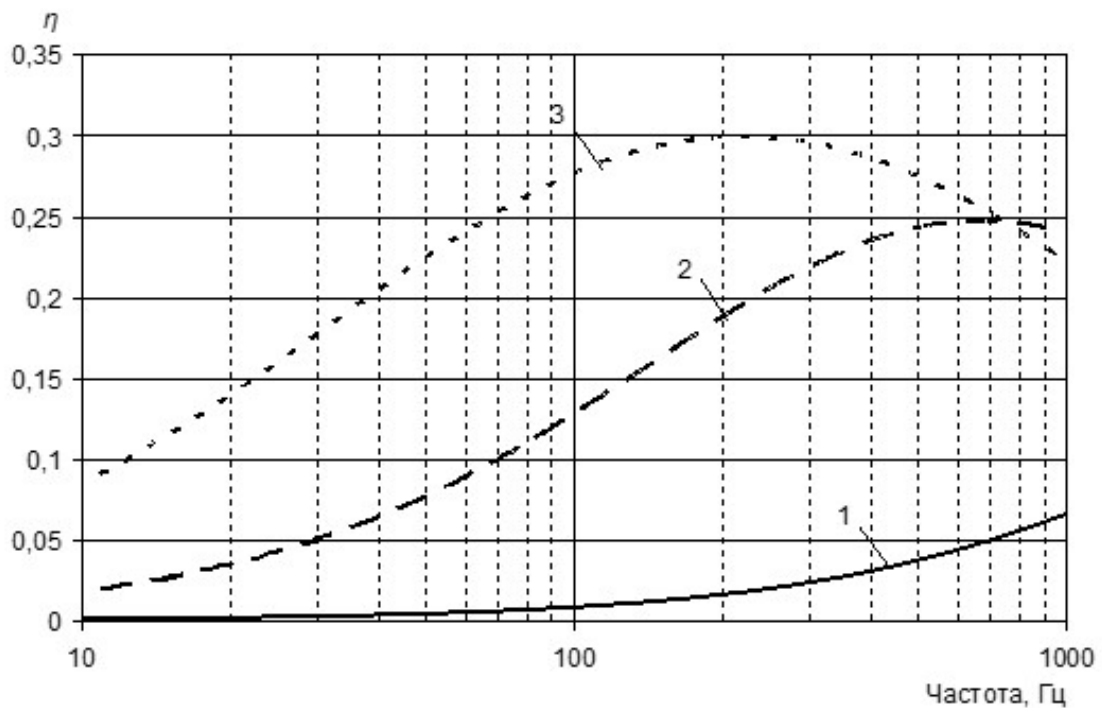
где $\gamma = 12\alpha_3 \left[\frac{1}{4} (1 + 2\alpha_3) + \alpha_2 (1 + \alpha_3) \right]$ ($\alpha_2 = h_2/h_1$, $\alpha_3 = h_3/h_1$, h_1 – толщина демпфируемой пластины, h_2 – толщина полимерной пленки, h_3 – толщина армирующего слоя покрытия); $g_2 = \frac{G_2}{E_3 h_3 K_n^2 h_2}$, (G_2 – модуль сдвиговых колебаний полимерной пленки, $3,3 \cdot 10^7$ Па; E_3 – модуль Юнга армирующего слоя из стали, $2,1 \cdot 10^{11}$ Па, и алюминия, $0,71 \cdot 10^{11}$ Па; K_n – волновое число изгибных колебаний демпфируемой пластины, $K_n = 0,063 \sqrt{\frac{f}{h_1}}$, f – частота).

Величина коэффициента потерь η_2 колебательной энергии в поливинилацетате – материале пленки ВПС-2,5 – принималась равной ее среднему значению (2,0) в температурном диапазоне работоспособности. Значения толщин h_1 , h_2 и h_3 содержатся в таблице и тексте.

Результаты вычисления частотных зависимостей значений коэффициента потерь η с использованием формулы (6) для трех величин (0,1; 0,4 и 0,8) относительной толщины армирующего слоя из стали (а) и алюминия (б) приведены на рис. 7. Из рисунка видно, что повышение значений η во всем расчетном (до 1000 Гц) диапазоне частот может быть достигнуто увеличением относительной толщины армирующего слоя АВП от значения 0,1 только до значения 0,4. Бóльшее увеличение h_3/h_1 к повышению η на частотах $f \geq 300$ Гц не приводит.



а)



б)

Рис. 7. Расчетные значения коэффициента потерь пластины, облицованной АВП с армирующим слоем из стали (а) и алюминия (б) при его относительной толщине $h_3 = 0,1h_1$ (1), $0,4h_1$ (2) и $0,8h_1$ (3)

На рис. 8 приведены средние по частоте расчетные и экспериментальные значения η при облицовке пластины покрытием с армирующим слоем из стали (кривая 1) и алюминия (кривая 2). Обращаясь к рисунку, видим хорошее в обоих случаях согласование расчетных и экспериментальных значений при $h_3/h_1 \leq 0,3$. При больших значениях относительной толщины армирующего слоя из стали расчет дает завышенные значения.

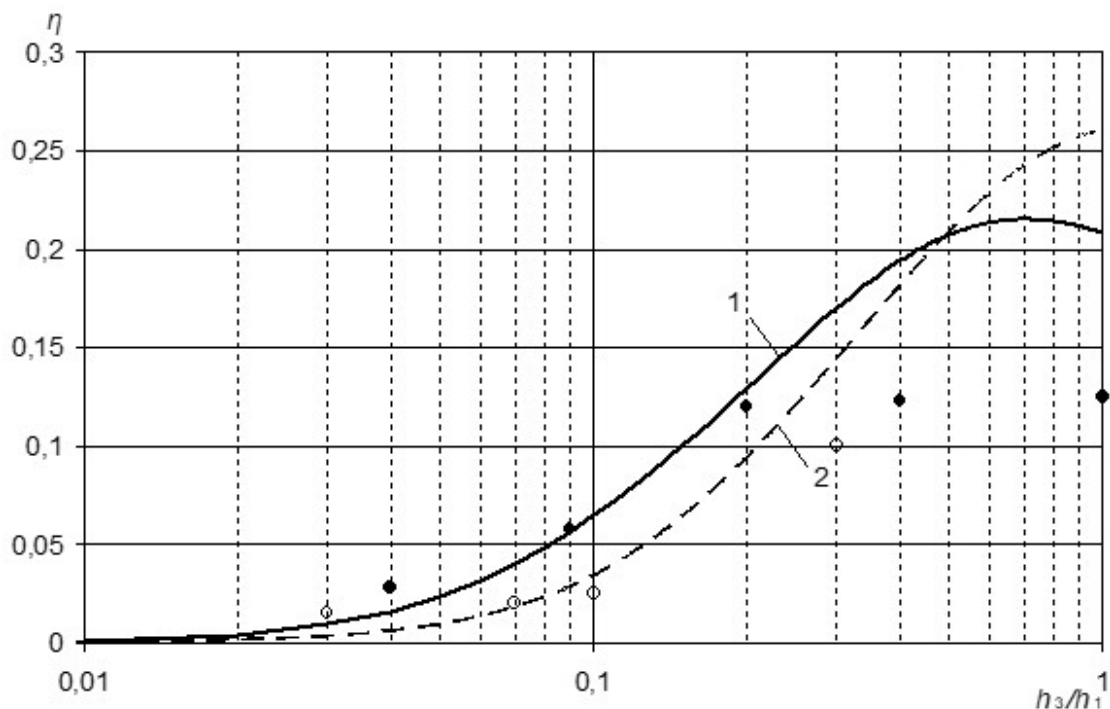


Рис. 8. Расчетные и экспериментальные значения η при облицовке пластины покрытием с армирующим слоем из стали (— и ●) и алюминия (--- и ○)

Заключение

Приведенные в статье результаты могут быть использованы при выполнении расчетной оценки эффективности уменьшения уровней вибрации пластинчатых и оболочечных конструкций мягкими, жесткими и армированными вибропоглощающими покрытиями. Полученные результаты позволяют уточнить пути уменьшения негативного влияния мягкого вибропоглощающего покрытия и определить условия достижения наибольших значений η для жестких вибропоглощающих покрытий. Приведены сведения об испытанных вариантах армированного вибропоглощающего покрытия. Сделан вывод о различном влиянии массовых параметров армированного типа ВПП на его эффективность в различных диапазонах значений μ и μ_1 и приведены соотношения для расчета коэффициента потерь колебательной энергии для армированного вибропоглощающего покрытия.

Список литературы

1. Никифоров А.С. Вибропоглощение на судах. Л.: Судостроение, 1979.

2. Никифоров А.С. Акустическое проектирование судовых конструкций. Справочник. Л.: Судостроение, 1990.
3. Грушецкий И.В., Гришин А.А. Измерение и использование в расчетах коэффициентов внутренних потерь корабельных конструкций // Труды ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова. 2008. Вып. 40 (324).
4. Кирпичников В.Ю. Вибровозбудимость конструкций и пути ее уменьшения. // ФГУП «Крыловский государственный научный центр», СПб, 2014.
5. Кузьмичев М.Н. Зависимость шумозаглушающей эффективности конструкций с покрытиями от их звукоизолирующих и отражающих свойств // Техническая акустика. 1994. Т. III. Вып. 1–2. С. 14–17.
6. Кирпичников В.Ю., Савенко В.В., Смольников В.Ю., Виноградов А.В. Исследование вибраций толстостенной конструкции с акустическим покрытием // Труды Крыловского ГИЦ. 2024. Вып. 2 (408).
7. Клюкин И.И. Борьба с шумом и звуковой вибрацией на судах. Л.: Судостроение, 1971.
8. Алексеев С.А., Сятковский А.И. Вибродемпфирующие свойства полимерных пленок // Судостроение. 2015. Вып. 6. С. 45–46.
9. Кирпичников В.Ю., Савенко В.В., Сятковский А.И. Влияние массовых параметров армированного вибропоглощающего покрытия на его эффективность // Труды Крыловского ГИЦ. 2024. Вып. 1 (407).
10. Кирпичников В.Ю., Кошечев А.П., Кудаев А.В. Экспериментальные исследования эффективности полосового вибропоглотителя с одноточечным креплением // Noise Theory and Practice, Том 9 №1 (I, 2023)
11. Кирпичников В.Ю., Смольников В.Ю., Кудаев А.В., Гусева Е.В., Сятковский А.И. Экспериментальные исследования вибродемпфирующих свойств композитных материалов на основе бумажно-слоистых пластиков hpl, содержащих встроенные слои из термопластичных пленок вpc-2,5, Стр. 40-48 //Noise Theory and Practice, Том 8 №4 (IV, 2022)
12. Soyibjon Negmatov, T Ulmasov, Farhod Navruzov, S Jovliyev Vibration damping composition polymer materials and coatings for engineering purpose // E3S Web of Conferences 264, 05034 (2021) // <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202126405034> CONMECHYDRO - 2021
13. V. A. Sagomonova, A. E. Sorokin, A. P. Petrova, V. V. Tselikin, T. Yu. Tyumeneva Methods for the Manufacture of Layered Reinforced Vibration-Absorbing Materials Based on Thermoplastic Polyurethane and Metal // Polymer Science, Series D | Issue 3/2023
14. Jin, G., Chen, G., Zhao, Z. et al. Preparation of a superior damping coating and study on vibration damping properties. SN Appl. Sci. 5, 220 (2023). <https://doi.org/10.1007/s42452-023-05451-3>
15. Kirpichnikov V.Y., Koshcheev A.P., Syatkovskii A.I. Experimental study of effectiveness of reinforced vibration absorbing coatings. J Appl Mech Tech Phy 63, 54–58 (2022). <https://doi.org/10.1134/S0021894422010096>

References

1. Nikiforov A.S. Vibration absorption on ships. L.: Shipbuilding, 1979.
2. Nikiforov A.S. Acoustic design of ship structures. Reference book. L.: Shipbuilding, 1990.
3. Grushetsky I.V., Grishin A.A. Measurement and use in calculations of coefficients of internal losses of ship structures // Proceedings of the Central Research Institute named after academician A.N. Krylov. 2008. Issue 40 (324).

4. Kirpichnikov V.Yu. Vibration excitability of structures and ways to reduce it. // FSUE "Krylov State Scientific Center", St. Petersburg, 2014.
5. Kuzmichev M.N. Dependence of the noise-damping efficiency of structures with coatings on their soundproof and reflective properties // Technical acoustics. 1994. Vol. III. Issues 1-2. pp. 14-17.
6. Kirpichnikov V.Yu., Savenko V.V., Smolnikov V.Yu., Vinogradov A.V. Investigation of vibrations of a thick-sheet structure with an acoustic coating // Proceedings of Krylovsky Scientific Research Center. 2024. Issue 2 (408).
7. Klyukin I.I. Combating noise and sound vibration on ships. L.: Shipbuilding, 1971.
8. Alekseev S.A., Syatkovsky A.I. Vibration damping properties of polymer films // Shipbuilding. 2015. Issue. 6. Pp. 45-46.
9. Kirpichnikov V.Yu., Savenko V.V., Syatkovsky A.I. The influence of mass parameters of reinforced vibration-absorbing coating on its effectiveness // Proceedings of Krylovsky Scientific Research Center. 2024. Issue 1 (407).
10. Kirpichnikov V.Yu., Kosheev A.P., Kudaev A.V. Experimental studies of the effectiveness of a single-point vibration absorber // Noise Theory and Practice, Volume 9 No. 1 (I, 2023)
11. Kirpichnikov V.Yu., Smolnikov V.Yu., Kudaev A.V., Guseva E.V., Syatkovsky A.I. Experimental studies vibration damping properties of composite materials based on hpl paper-laminated plastics containing embedded layers of thermoplastic films VPS-2,5, pp. 40-48 //Noise Theory and Practice, Volume 8 No. 4 (IV, 2022)
12. Soyibjon Negmatov, T Ulmasov, Farxod Navruzov, S Jovliyev Vibration damping composition polymer materials and coatings for engineering purpose // E3S Web of Conferences 264, 05034 (2021) // <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202126405034> CONMECHYDRO - 2021
13. V. A. Sagomonova, A. E. Sorokin, A. P. Petrova, V. V. Tselikin, T. Yu. Tyumeneva Methods for the Manufacture of Layered Reinforced Vibration-Absorbing Materials Based on Thermoplastic Polyurethane and Metal // Polymer Science, Series D | Issue 3/2023
14. Jin, G., Chen, G., Zhao, Z. et al. Preparation of a superior damping coating and study on vibration damping properties. SN Appl. Sci. 5, 220 (2023). <https://doi.org/10.1007/s42452-023-05451-3>
15. Kirpichnikov V.Y., Koshcheev A.P., Syatkovskii A.I. Experimental study of effectiveness of reinforced vibration absorbing coatings. J Appl Mech Tech Phy 63, 54-58 (2022). <https://doi.org/10.1134/S0021894422010096>

УДК: 629.423.004.69+06

OECD: 1.03

Методика расчета ожидаемых уровней шума в помещениях вагона-электростанции восстановительного поезда

Крутова В.А.¹, Фролова Д.С.²

¹К.т.н., доцент, ²Ассистент

^{1,2} Кафедра «Основы проектирования машин» ФГБОУ ВО «Ростовского государственного университета путей сообщения», г. Ростов-на-Дону, РФ

Аннотация

Объектом исследования являлись вагоны-электростанции восстановительного поезда железнодорожной отрасли народного хозяйства. Установлено, что в данном типе вагонов находятся дизель-генераторы, являющиеся интенсивным источником шума. При их эксплуатации возникает вредное виброакустическое воздействие на рабочий персонал, значительно превышающее санитарные нормы. В статье рассмотрены возможности теоретического расчета ожидаемых уровней звукового давления внутри помещений вагона-электростанции. Приведена расчетная схема помещения, учитывающая распространение звука в каждое помещение вагона от источников шума, которыми являются дизель-генераторные установки. В связи со спецификой данных источников шума, не представляется возможным исключить их воздействие путем конструктивного вмешательства в сами конструкции, поэтому обеспечение безопасных условий труда предлагается выполнить путем рационального применения различных материалов на внутренних перегородках.

Ключевые слова: расчетная точка, источник шума, дизель-генераторная установка, интенсивность звука, звуковая мощность, звукопоглощение, звукоизоляция.

Methodology for calculating expected noise levels in the premises of the power station car of a recovery train

Krutova V.A.¹, Frolova D.S.²

¹Ph.D., Associate Professor, ²Assistant

^{1,2} Department of 'Fundamentals of Machine Design' Rostov State Transport University, Rostov-on-Don, Russia

Abstract

The object of the study was the power station cars of the restoration train of the railway industry of the national economy. It has been established that this type of carriage contains diesel generators, which are sources of excessive noise. During their operation harmful vibroacoustic effects on operating personnel significantly exceeding sanitary norms occur. The article discusses the possibilities of theoretical calculation of the expected sound pressure levels inside a power station car. A calculation scheme of work places is given that takes into account the propagation of sound into each room of the car from the noise source, which is diesel generator set. Due to the specific nature of these noise sources, it is not possible to eliminate their impact through constructive intervention of the structures themselves, therefore, it is proposed to provide safe working conditions through improvement of sound isolation of internal partitions.

Keywords: *design point, noise source, diesel generator set, sound intensity, sound power, sound absorption, sound insulation.*

Введение

Железнодорожная отрасль занимает лидирующее место в обеспечении перевозки большого количества различных грузов и пассажиров на различные расстояния. Это объяснимо с точки зрения ее эффективности, безопасности и экономичности по сравнению с другими видами транспорта. Один из главных критериев, которому должен соответствовать железнодорожный транспорт, – это его бесперебойность в работе. Достижению этой задачи способствует в том числе оперативное устранение различных аварий, которые возникают в процессе работы железной дороги. При необходимости быстрой ликвидации последствий схода с рельс подвижного состава применяется специально сформированный вид железнодорожной техники – восстановительный поезд, в составе которого находится различное вспомогательное оборудование, в том числе вагоны-электростанции. В функции данных вагонов входят освещение и электрообогрев восстановительного поезда, а также освещение места схода и электроснабжение вспомогательного оборудования.

1. Постановка задачи исследования

В зависимости от типа восстановительного поезда вагоны-электростанции могут иметь различную компоновку, например, могут иметь три или четыре внутренних перегородки, создавая таким образом несколько помещений различного назначения: дизельное отделение, служебное помещение, кухня-салон, купе для отдыха, бытовое помещение. Дизель-генераторные установки (ДГУ) имеют совокупную мощность в диапазоне 200...600 кВт и располагаются таким образом, что звуковое излучение во время их работы создает неблагоприятные условия труда и отдыха персонала, обслуживающего вагон-электростанцию восстановительного поезда. Воздействие повышенных уровней шума на организм человека широко известно [1-4] и помимо создания угроз возникновения различных болезней, снижает производительность труда. Вопросом исследований влияния шума на эффективность трудового процесса операторов дорожно-строительной техники занимался М. Ренч (ГДР). На основании его трудов доказано, что снижение шума на 10 дБА увеличивает производительность труда более чем на 10%. Учитывая, что при ликвидации последствий аварий машинист вагона-электростанции должен находиться в максимально сосредоточенном состоянии, воздействие повышенных уровней шума приводит к снижению концентрации внимания, что недопустимо. А также шум, проникающий в бытовые помещения, снижает качество отдыха персонала.

Снижение неблагоприятного воздействия повышенных уровней шума на персонал возможно путем расчета и проектирования системы звукоизоляции внутри вагона-электростанции [5, 6]. Основным источником шума (ИШ) на рабочем месте и месте отдыха персонала, обслуживающего вагон-электростанцию, является дизель-генератор. Однако, учитывая, что звуковое поле формируется во внутреннем замкнутом объеме помещения, в котором происходит отражение звука от поверхностей вагона-электростанции (стены, потолок, пол, перегородки и т.д.), интенсивность звука необходимо рассчитывать по формуле (1), исходя из схемы, представленной на рисунке 1 [7, 8].

2. Вывод зависимостей для расчета воздушной составляющей шума

Расчет выполнен с применением метода последовательного преобразования звуковых полей [9].

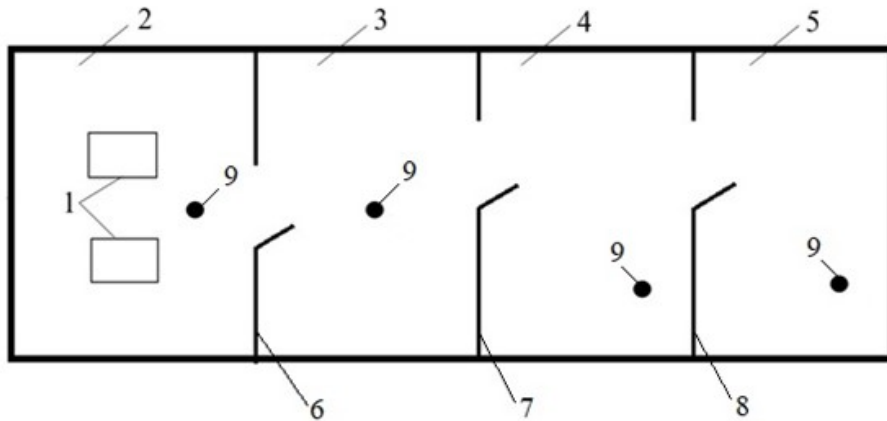


Рис. 1. Расчетная схема для определения шума на рабочем месте и месте отдыха персонала, обслуживающего вагон-электростанцию:

1 – источник шума (дизель-генераторные установки); 2 – дизельное отделение (помещение 1); 3 – служебное помещение (помещение 2); 4 – кухня-салон (помещение 3); 5 – купе для отдыха (помещение 4); 6 – перегородка 1; 7 – перегородка 2; 8 – перегородка 3; 9 – расчетные точки

Принятые допущения при расчете:

- во всех помещениях звуковое поле рассматривается диффузным с поправкой;
- $\Psi_{\text{диф}}$ – коэффициент, показывающий степень приближения звукового поля к диффузному;
- в первом помещении рассматривается как прямой, так и отраженный звук, в остальных помещениях рассматривается отраженный звук.

Интенсивность шума в первом помещении (шум, падающий на перегородку 1):

$$I_{\text{пом1}} = 2W_{\text{ист}} \left[\frac{\chi_{\text{ист}}}{2\pi r^2} + \frac{4(1 - \bar{\alpha}_{\text{пом1}})}{\Psi_{\text{пом1}} A_{\text{пом1}}} \right], \text{ Вт/м}^2 \quad (1)$$

где $W_{\text{ист}}$ – акустическая мощность дизель-генераторной установки, Вт;

$\chi_{\text{ист}}$ – коэффициент, учитывающий влияние ближнего поля в тех случаях, когда расстояние меньше удвоенного максимального габарита источника (R/l_{max}) принимают по таблице 1;

r – расстояние от ИШ до перегородки между помещениями 1 и 2, м;

$\bar{\alpha}_{\text{пом1}}$ – средний коэффициент звукопоглощения в первом помещении;

$\Psi_{\text{пом1}}$ – коэффициент, показывающий степень приближения звукового поля в помещении 1 к диффузному (Табл. 2);

$A_{\text{пом1}}$ – эквивалентная площадь звукопоглощения, м²;

$$A_{\text{пом}} = \sum_i^n \alpha_i^f S_i, \quad (2)$$

где α_i^f – частотно зависимый коэффициент звукопоглощения i поверхности ограждения в помещении 1 площадью S_i (включая поверхности ДГУ);

n – число площадей.

Таблица 1

Значение коэффициента $\chi_{\text{ист}}$

R/l_{max}	$\chi_{\text{ист}}$	$10\lg\chi_{\text{ист}}$, дБ
0,6	3	5
0,8	2,5	4
1,0	2	3
1,5	1,25	1
2	1	0

где R – расстояние от ИШ до перегородки, м;
 l_{max} – максимальный размер ИШ, м.

Таблица 2

Значение коэффициента $\Psi_{\text{пом}}$

$\alpha_{\text{пом}}$	$\Psi_{\text{пом}}$	$10\lg\Psi_{\text{пом}}$, дБ
0,2	1,25	1
0,4	1,5	2
0,5	2,0	3
0,6	2,5	4

Звуковая мощность, излучаемая перегородкой 1 в помещение 2 представлена следующей формулой:

$$W_{\text{изл}} = I_{\text{пом1}} S_{\text{пер1}} \bar{\tau}_{\text{пер1}}, \text{ Вт}, \quad (3)$$

где $S_{\text{пер1}}$ – площадь перегородки 1, м²;

$\bar{\tau}_{\text{пер1}}$ – приведенная (средняя) звукопроводность перегородки 1 (на практике используется приведенная звукоизоляция связанная с звукопроводностью):

$$\bar{\tau} = 10\lg \frac{1}{\bar{\tau}}, \text{ дБ}. \quad (4)$$

Значение приведенной звукоизоляции для перегородки:

$$\bar{\tau}_{\text{пер}} = 10\lg \frac{S_{\text{пер}}}{\sum_i^m S_{\text{пер}i} 10^{0,13\text{ZI}_{\text{пер}i}}}, \quad (5)$$

где $S_{\text{пер}}$ – площадь перегородки, м²;

$S_{\text{пер}i}$ – площадь i -го элемента перегородки (дверь, сплошная стена прочее), м², звукоизоляция которой составляет $\text{ZI}_{\text{пер}i}$, дБ;

m – число элементов перегородки с разной звукоизоляцией.

Интенсивность звука в помещении 2 (принимается допущение о том, что звуковое поле создается отражением):

$$I_{\text{пом2}} = \frac{4W_{\text{изл1}} (1 - \bar{\alpha}_{\text{пом2}})}{\Psi_{\text{пом2}} A_{\text{пом2}}}, \text{ Вт/м}^2, \quad (6)$$

где $\bar{\alpha}_{\text{пом2}}$ – средний коэффициент звукопоглощения во втором помещении;

$\Psi_{\text{пом}2}$ – коэффициент, показывающий степень приближения звукового поля к диффузному во втором помещении;

$A_{\text{пом}2}$ – эквивалентная площадь звукопоглощения во втором помещении, м².

Звуковая мощность, излучаемая перегородкой 2 в третье помещение:

$$W_{\text{изл}2} = I_{\text{пом}2} S_{\text{пер}2} \bar{\tau}_{\text{пер}2}, \text{ Вт}, \quad (7)$$

где $S_{\text{пер}2}$ – площадь перегородки 2, м²;

$\bar{\tau}_{\text{пер}2}$ – приведенная звукопроводимость перегородки 2.

Интенсивность звука в помещении 3:

$$I_{\text{пом}3} = \frac{4W_{\text{изл}2} (1 - \bar{\alpha}_{\text{пом}3})}{\Psi_{\text{пом}3} A_{\text{пом}3}}, \text{ Вт/м}^2, \quad (8)$$

где $\bar{\alpha}_{\text{пом}3}$ – средний коэффициент звукопоглощения в помещении 3;

$\Psi_{\text{пом}3}$ – коэффициент, показывающий степень приближения звукового поля к диффузному в третьем помещении;

$A_{\text{пом}3}$ – эквивалентная площадь звукопоглощения в третьем помещении, м².

Звуковая мощность, излучаемая перегородкой 3 в четвертое помещение:

$$W_{\text{изл}3} = I_{\text{пом}3} S_{\text{пер}3} \bar{\tau}_{\text{пер}3}, \text{ Вт}, \quad (9)$$

где $S_{\text{пер}3}$ – площадь перегородки 3, м²;

$\bar{\tau}_{\text{пер}3}$ – приведенная звукопроводимость перегородки 3.

Интенсивность звука в расчетной точке помещения 4:

$$I_{\text{РТ}} = \frac{4W_{\text{изл}3} (1 - \bar{\alpha}_{\text{пом}4})}{\Psi_{\text{пом}4} A_{\text{пом}4}}, \text{ Вт/м}^2, \quad (10)$$

где $\bar{\alpha}_{\text{пом}4}$ – средний коэффициент звукопоглощения в помещении 4;

$\Psi_{\text{пом}4}$ – коэффициент, показывающий степень приближения звукового поля к диффузному в четвертом помещении;

$A_{\text{пом}4}$ – эквивалентная площадь звукопоглощения в четвертом помещении, м².

Подставляя выражения (1), (3), (6)-(9) в (10), получим:

$$I_{\text{РТ}} = 2W_{\text{ист}} \left[\frac{\chi_{\text{ист}}}{2\pi r^2} + \frac{4(1 - \bar{\alpha}_{\text{пом}1})}{\Psi_{\text{пом}1} A_{\text{пом}1}} \right] \times \frac{S_{\text{пер}1} \bar{\tau}_{\text{пер}1} 4(1 - \bar{\alpha}_{\text{пом}2}) S_{\text{пер}2} \bar{\tau}_{\text{пер}2} 4(1 - \bar{\alpha}_{\text{пом}3}) S_{\text{пер}3} \bar{\tau}_{\text{пер}3} 4(1 - \bar{\alpha}_{\text{пом}4})}{\Psi_{\text{пом}2} A_{\text{пом}2} \Psi_{\text{пом}3} A_{\text{пом}3} \Psi_{\text{пом}4} A_{\text{пом}4}} \quad (11)$$

Разделим обе части уравнения (11) на стандартный шумовой порог интенсивности звука $I_0 = 10^{-12}$ Вт/м² и прологарифмируем обе части, сделав преобразование с учетом (4), получим уровни звукового давления в расчетной точке:

$$\begin{aligned} L_{\text{РТ}} = & L_{W_{\text{ист}}} + 10 \lg \left[\frac{\chi_{\text{ист}}}{2\pi r^2} + \frac{4(1 - \bar{\alpha}_{\text{пом}1})}{\Psi_{\text{пом}1} A_{\text{пом}1}} \right] + 10 \lg \frac{S_{\text{пер}1}}{A_{\text{пом}2}} - \overline{3\bar{\Gamma}}_{\text{пер}1} - 10 \lg \Psi_{\text{пом}2} + \\ & + 10 \lg (1 - \bar{\alpha}_{\text{пом}2}) + 10 \lg \frac{S_{\text{пер}2}}{A_{\text{пом}3}} - \overline{3\bar{\Gamma}}_{\text{пер}2} - 10 \lg \Psi_{\text{пом}3} + 10 \lg (1 - \bar{\alpha}_{\text{пом}3}) + \\ & + 10 \lg \frac{S_{\text{пер}3}}{A_{\text{пом}4}} - \overline{3\bar{\Gamma}}_{\text{пер}3} - 10 \lg \Psi_{\text{пом}4} + 10 \lg (1 - \bar{\alpha}_{\text{пом}4}) + 10 \lg 2 \cdot 4^3, \text{ дБ}, \end{aligned} \quad (12)$$

где $L_{W_{\text{ист}}}$ – уровни акустической мощности источника, дБ.

На основании полученных формул произведем пошаговый расчет ожидаемых уровней звукового давления на рабочих местах обслуживающего персонала вагона-электростанции восстановительного поезда (Табл. 3).

Таблица 3

Расчет ожидаемых УЗД на рабочих местах

Наименование, параметр	Рассчитанные УЗД, дБ, значения параметров в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$L_{\text{ист}}$ (эксперимент)	102	104	101	101	98	93	85	82
$\bar{\alpha}_{\text{пом1}}$	0,1	0,15	0,18	0,2	0,25	0,27	0,25	0,25
$\Psi_{\text{пом1}}$	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25
$A_{\text{пом1}}$	16,4	24,6	29,5	32,8	41	44	41	41
$10lg \left[\frac{\chi_{\text{ист}}}{2\pi T^2} + \frac{4(1-\bar{\alpha}_{\text{пом1}})}{\Psi_{\text{пом1}} A_{\text{пом1}}} \right]$, дБ	-5	-7	-7,5	-8	-8,5	-9	-8,5	-8,5
$-\bar{3}\bar{I}_{\text{пер1}}$ (эксперимент)	-5	-6	-5	-7	-7	-8	-8	-9
$\bar{\alpha}_{\text{пом2}}$	0,08	0,12	0,15	0,22	0,24	0,25	0,3	0,21
$\Psi_{\text{пом2}}$	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25
$A_{\text{пом2}}$	4,5	6,7	8,4	12,3	13,4	14	16,8	15
$10lg \frac{S_{\text{пер1}}}{A_{\text{пом2}}}$, дБ	3,6	3,4	1	-0,7	-1	-1	-2	-1,5
$-10lg \Psi_{\text{пом2}}$, дБ	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1
$10lg (1 - \bar{\alpha}_{\text{пом2}})$	-0,5	-0,5	-0,7	-0,8	-1,2	-1,2	-1,5	-0,8
$-\bar{3}\bar{I}_{\text{пер2}}$ (эксперимент)	-7	-6	-8	-11	-12	-9	-10	-10
$\bar{\alpha}_{\text{пом3}}$	0,09	0,11	0,16	0,2	0,25	0,25	0,29	0,25
$\Psi_{\text{пом3}}$	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25
$A_{\text{пом3}}$	3,7	4,5	5,5	8,2	10,2	10,2	11,9	10,8
$10lg \frac{S_{\text{пер2}}}{A_{\text{пом3}}}$, дБ	4,5	3,6	2,8	1	0	0	-0,5	0
$-10lg \Psi_{\text{пом3}}$, дБ	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1
$10lg (1 - \bar{\alpha}_{\text{пом3}})$	-0,5	-0,5	-0,7	-0,8	-1,2	-1,2	-1,5	-1,2
$\bar{\alpha}_{\text{пом4}}$	0,12	0,15	0,2	0,25	0,29	0,33	0,3	0,25
$\Psi_{\text{пом4}}$	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25
$A_{\text{пом4}}$	5,4	6,7	9	11,2	13,5	14	13,5	11,2
$10lg \frac{S_{\text{пер3}}}{A_{\text{пом4}}}$, дБ	2,8	2	0,6	-0,3	-1,1	-1,2	-1,1	-0,4
$-\bar{3}\bar{I}_{\text{пер3}}$	-5	-6	-6	-6	-7	-7	-7	-5
$-10lg \Psi_{\text{пом4}}$, дБ	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1
$10lg (1 - \bar{\alpha}_{\text{пом4}})$	-0,5	-0,7	-1	-1,2	-1,5	-1,7	-1,5	-1,2
$10lg 2 \cdot 4^3$, дБ	18	18	18	18	18	18	18	18
$L_{\text{РТ1}}$ (расчет)	95	86	82	71	64	61	52	47
$L_{\text{РТ2}}$ (норма)	83	74	68	63	60	57	55	54
$L_{\text{РТ1}} - L_{\text{РТ2}}$ (прогноз превышения УЗД)	12	12	14	8	4	4	-3	-7

ЗИ перегородки, дБ	15	18	20	20	22	22	24	27
$L_{РТЗ}$ (после применения материалов)	83	73	67	68	59	47	46	24
$L_{РТЗ} - L_{РТ2}$ (прогноз снижения УЗД)	0	-1	-1	-5	-1	-10	-9	-30

По результатам расчета, приведенным в таблице 3 ($L_{РТ2}$), произведен сравнительный анализ предельно допустимых уровней звукового давления (УЗД) в октавных полосах частот на рабочих местах и местах размещения обслуживающего персонала специального подвижного состава с расчетными значениями УЗД на рабочих местах. Как показали данные в диапазоне 63...250 Гц превышения достигают 14 дБ. В диапазоне 500...2000 Гц происходит спад уровней звукового давления с 8 дБ до 4 дБ. И только в области высоких частот (4000 – 8000 Гц) превышения над санитарной нормой отсутствуют. Таким образом, требуемое снижение УЗД в диапазоне частот 63 – 2000 Гц составляет 4 – 14 дБ. Для обеспечения санитарных норм рекомендуется увеличить звукоизоляцию внутренних перегородок с помощью эффективных звукоизоляционных материалов.

Устройство перегородки (Рис. 2) внутри вагона-электростанции предлагается выполнять в следующем виде: на стальную основу крепится минераловатная плита «Вибростек – V300», а на нее перфорированная дублированная винилискожа (серая).



Рис. 2. Устройство перегородки вагона-электростанции:

- 1 – стальной лист; 2 – «Вибростек – V300»;
3 – минераловатная плита; 4 – перфорированная дублированная винилискожа (серая)

По результатам применения более эффективных звукоизоляционных материалов для перегородки внутри вагона-электростанции, получены усредненные значения звукоизоляции перегородки и УЗД на рабочих местах. Расчет показал, что уровни звукового давления после применения звукоизоляционных материалов (L_{PT3}) ниже допустимых во всем нормируемом диапазоне частот (Табл. 3).

Заключение

Получены теоретические зависимости, которые позволяют произвести расчет ожидаемых уровней шума в различных помещениях вагона-электростанции восстановительного поезда, учитывая особенности компоновки вагона-электростанции, расположения источника шума относительно рабочих мест и мест отдыха персонала, параметров дизель-генераторной установки. Приведенные выражения позволяют оценить необходимую звукоизоляцию и привести фактические значения уровней звука в соответствие предельно допустимым нормам как на этапе проектирования новых вагонов-электростанций, так и на этапе модернизации существующих.

Список литературы

1. Способы снижения шума и вибрации на этапах проектирования, производства и эксплуатации железнодорожного транспорта : монография / И. В. Колесников, С. Ф. Подуст, С. С. Подуст, А. Н. Чукарин ; под общей редакцией академика РАН В. И. Колесникова. – Москва : ВНИТИ РАН, 2015. – 216 с. – ISBN 978-5-902928-53-9.
2. Снижение шума железнодорожного транспорта / Н. И. Иванов, Д. А. Куклин, П. В. Матвеев, М. В. Буторина // Приложение к журналу «Безопасность жизнедеятельности». – Москва : Новые технологии, 2012. – № 12. – С. 1–23.
3. Баланова М.В. Анализ акустических факторов в восстановительных поездах и мероприятия по снижению негативного воздействия / Баланова М.В., Финоченко Т.А., Юдаков П.Ю., Яицков И.А. // Сборник научных трудов «Современное развитие науки и техники», Наука-2017 Т.1 Технические и естественные науки, РГУПС. Ростов-на-Дону, 2017 - с. 278 -283
4. Финоченко Т.А., Яицков И.А. Достойный труд - безопасный труд / Всеросс. национ. науч.-практич. конф. «Теория и практика безопасности жизнедеятельности», научно-технич. журнал: Труды РГУПС. 2018. № 2. с. 5-6
5. Шашурин А.Е. Звукопоглощающая панель для шумозащитной конструкции / Шашурин А.Е., Заплетников И.Н., Кириченко В.А., Иванов Н.И., Бужинский К.В., Светлов В.В., Бойко Ю.С. / Патент на полезную модель RU 171794 U1, 16.06.2017. Заявка № 2016141361 от 20.10.2016.
6. Шашурин А.Е. Определение эффективной высоты и акустических характеристик шумозащитного экрана /Noise Theory and Practice. 2018. Т. 4. № 2 (12). С. 5-10.
7. Фролова, Д.С. Теоретические зависимости воздушной составляющей шума вагонов-электростанций / Д. С. Фролова // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2022. – № 4 (88). – С. 227–232. – DOI 10.46973/0201-727X_2022_4_227.
8. Фролова, Д. С. Теоретическая оценка акустических характеристик в вагоне-электростанции восстановительного поезда / Д. С. Фролова, В. А. Крутова // Труды Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2022. – № 4. – С. 111–115. – ISSN 1818-5509.

9. Иванов, Н. И. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом : учебник / Н. И. Иванов. – 5-е изд. – Москва : Логос, 2017. – 432 с. – ISBN 978-5-98704-659-3.

References

1. Methods for reducing noise and vibration in railway transport at design, production and operation stages: monograph / I. V. Kolesnikov, S. F. Podust, S. S. Podust, A. N. Chukarin; under the general editorship of Academician of the Russian Academy of Sciences V.I. Kolesnikov. – Moscow: VNITI RAS, 2015. – 216 p. – ISBN 978-5-902928-53-9.

2. Railway transport noise reduction / N. I. Ivanov, D. A. Kuklin, P. V. Matveev, M. V. Butorina // Supplement to the journal “Life Safety”. – Moscow: New technologies, 2012. – No. 12. – P. 1–23.

3. Balanova M.V. Analysis of acoustic factors in recovery trains and measures to reduce negative impacts / Balanova M.V., Finochenko T.A., Yudakov P.Yu., Yaitskov I.A. // Collection of scientific works “Modern development of science and technology”, Science-2017 Vol.1 Technical and natural sciences, RGUPS. Rostov-on-Don, 2017 - p. 278 -283

4. Finochenko T.A., Yaitskov I.A. Decent work - safe work / All-Russian National Scientific-practical Conf. “Theory and practice of life safety”, scientific and technical. journal: Proceedings of RGUPS. 2018.№ 2. p. 5-6

5. Shashurin A.E. Sound absorbing panel for noise reduction construction/ Shashurin A.E., Zapletnikov I.N., Kirichenko V.A., Ivanov N.I., Buzhinsky K.V., Svetlov V.V., Boyko Yu.S. Patent for utility model RU 171794 U1, 06/16/2017. Application No. 2016141361 dated 10/20/2016.

6. Shashurin A.E. Determination of the effective height and acoustic characteristics of the noise barriers. Noise Theory and Practice. 2018. Vol. 4. No. 2 (12). pp. 5-10.

7. Frolova, D.S. Theoretical dependences of the air component of the noise of power train cars / D. S. Frolova // Bulletin of the Rostov State Transport University. – 2022. – No. 4 (88). – pp. 227–232. – DOI 10.46973/0201-727X_2022_4_227.

8. Frolova, D. S. Theoretical assessment of acoustic characteristics in the power station car of a recovery train / D. S. Frolova, V. A. Krutova // Proceedings of the Rostov State Transport University. – 2022. – No. 4. – P. 111–115. – ISSN 1818-5509.

9. Ivanov, N. I. Engineering acoustics. Theory and practice of noise control: textbook / N. I. Ivanov. – 5th ed. – Moscow: Logos, 2017. – 432 p. – ISBN 978-5-98704-659-3.

УДК: 628.517.4. 699.842
OECD: 2.03 PU

Эффективность супертонкого слоя полимерной пленки, включенного в структуру пластины из НРЛ-пластика на различных расстояниях от свободных поверхностей

Кирпичников В.Ю.¹, Смольников В.Ю.², Скобля Е.С.³, Сятковский А.И.⁴,
Олейников А.Ю.^{5*}

¹ Д.т.н., профессор, ² Инженер 1-ой категории,

³ Научный сотрудник, ⁴ К.х.н., директор по науке, ⁵ К.т.н., доцент,

² ФГУП «Крыловский государственный научный центр», Санкт-Петербург, РФ

^{3,4} ОАО «Пластполимер», Санкт-Петербург, РФ

^{1,5} Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ»
им. Д.Ф. Устинова, Санкт-Петербург, РФ

Аннотация

Объектом исследования является пластина из НРЛ-пластика. Определение эффективности слоя полимерной пленки, включенного в структуру пластины на одинаковом и разных расстояниях от свободных поверхностей, было выбрано в качестве цели данной работы. Для определения коэффициента потерь проводилось измерение спектров вибрации пластины при отсутствии и наличии слоя пленки в ее структуре. Возбуждение пластины реализовывалось с использованием ударного молотка. Установлена принципиальная возможность уменьшения вибрации пластины из НРЛ-пластика включением в ее структуру тонкого слоя пленки. Показано, что уменьшение вибрации пластины мало зависит от места расположения пленки относительно ее свободных поверхностей. Подтверждена возможность использования супертонкого слоя (0,1 мм) полимерной пленки для производства модифицированных материалов, которые могут быть использованы для изготовления облегченных инженерных конструкций с лучшими, чем у металлических конструкций, акустическими свойствами.

Ключевые слова: пластина из НРЛ-пластика, слой полимерной пленки, уменьшение вибрации пластины, вибрация, шумоизлучение, коэффициент потерь, вибропоглощающее покрытие, эффективность вибропоглощения.

The effectiveness of a super-thin layer of a polymer layer, incorporated into the structure of an HPL plastic plate at various distances from free surfaces

Kirpichnikov V.Yu.¹, Smolnikov V.Yu.², Skoblya E.S.³, Syatkovsky A.I.⁴, Oleynikov A.Yu.^{5*}

¹ DSc, Professor, ² Engineer 1st category,

³ Researcher, ⁴ Ph.D., Director of Science, ⁵ Ph.D, associate professor,

² Federal State Unitary Enterprise 'Krylov State Scientific Center', St. Petersburg, Russia

^{3,4} JSC 'Plastpolymer', St. Petersburg, Russia

^{1,5} Baltic State Technical University 'VOENMEH', St. Petersburg, Russia

Abstract

The object of the study is a plate made of HPL plastic. The purpose of this work was to determine the effectiveness of the polymer layer incorporated into the plate structure at the same and different distances from free surfaces. To determine the loss coefficient, the vibration spectra of the plate were measured in the absence and presence of the polymer layer in its structure. The excitation of the plate was realized using an

impact hammer. The principal possibility of reducing the vibration of an HPL plastic plate by including a thin layer of an polymer layer in its structure has been established. It is shown that the reduction of vibration of the plate does not depend much on the location of the polymer layer relative to its free surfaces. The possibility of using a super-thin layer (0.1 mm) of polymer layer for the production of modified materials that can be used to manufacture lightweight engineering structures with better acoustic properties than metal structures has been confirmed.

Keywords: plate made of HPL plastic, polymer layer, reduction of plate vibration, vibration, noise emission, loss coefficient, vibration-absorbing coating, vibration absorption efficiency.

Введение

Неметаллические материалы и композиты при безусловном их удовлетворении необходимым требованиям прочности разрабатываются и находят все более широкое применение в технике.

Одним из конструкционных композитных материалов является «Слопласт ТГ», этот материал применяется для внутренней отделки жилых и производственных помещений, инженерных сооружений, а также для внутренних интерьеров транспортных средств. Этот материал является многослойным композитом, изготавливается из листов крафт-бумаги, пропитанных термореактивными смолами. При горячем прессовании получают однородный монолитный материал (бумажно-слоистый пластик HPL), его толщина от 0,6 до 25 мм, в зависимости от исходного количества слоев.

Одним из самых значимых требований к имеющимся и создаваемым композитам является наличие необходимых потерь колебательной энергии. Потери в пластиковых конструкциях на низких и средних звуковых частотах примерно соответствуют значениям коэффициента потерь η 0,02–0,03. Известно, что различные металлические конструкции из-за оттока энергии в соединения и в окружающие среды имеют даже большие значения коэффициента потерь η . Таким образом, уменьшение уровней вибрации и шума при использовании вместо металлических конструкций пластиковых оказывается достаточно малым. Для достижения эффекта снижения порядка 6 дБ коэффициент η конструкции с улучшенными акустическими свойствами должен превышать значение η металлической конструкции не менее чем в три раза, т.е. не меньше 0,06.

1. Влияние супертонкого слоя полимерной пленки на коэффициент потерь пластины

Имея в виду все выше сказанное, задача повышения потерь колебательной энергии в пластиковых конструкциях является актуальной. Один из способов ее решения – это изменение материала пластика путем внедрения в его структуру слоев, изготовленных из полимерной пленки с большими значениями коэффициента η в диапазоне рабочих температур [1, 2]. Исследовалось, в частности, влияние количества (три, пять и семь) интегрированных слоев полимерной пленки с толщиной каждого 0,5 мм на потери колебательной энергии в модифицированных пластинах. Наибольшие значения η на низшей резонансной частоте колебаний зарегистрированы при испытаниях трехслойной пластины. Влияние меньшей толщины слоя пленки и места его расположения по толщине трехслойной пластины на потери колебательной энергии при этом не исследовалось. Вместе с тем можно предположить, что оба этих фактора такое влияние оказывают, а от первого из них непосредственно зависит и стоимость изготовления конструкций из

рассматриваемого модифицированного материала.

В обеих указанных работах исследования выполнялись с использованием полимерной пленки марки ВПС-2,5 с ранее указанной толщиной 0,5 мм.

Пленка ВПС-2,5 такой толщины, согласно ТУ-4515-001-00203521-93, является стандартной и успешно используется при вибродемпфировании массивных металлических составных конструкций и вибропоглощающих покрытий с металлическим армированным слоем [3]. Для вибродемпфирующих слоистых композитных материалов, содержащих интегрированные внутренние слои из вязкоупругих материалов такая толщина может быть неприемлема из-за существенного падения жесткости [4-7]: жесткость композита и его демпфирующая способность являются в значительной степени взаимоисключающими свойствами. Поэтому такого рода композиты используются для демпфирования слабонагруженных конструкций, а главной проблемой при их разработке является подбор полимерного материала, способного осуществлять эффективное вибродемпфирование в тонких слоях 0,1-0,05 мм. [6,7]. В работах [3,8] было показано, что пленка ВПС-2,5 толщиной 0,06-0,1 мм. обладает вибродемпфирующей способностью ($\eta \geq 0,3$) в трехслойных симметричных конструкциях металл-полимер-металл с толщиной внешних армирующих слоев до 3мм. и отношением толщин вязкоупругий слой / армирующий слой равным 0,02.

2. Влияние расположения супертонкого слоя полимерной пленки ВПС-2.5 на коэффициент потерь пластины

Практическая важность получения ответа на другой вопрос, как влияет на величину потерь колебательной энергии в модифицированном материале место нахождения такого слоя по толщине изготовленной из него пластины обусловлена следующими физическими соображениями.

При симметричном (в середине пластины) расположении пленки слои пластины имеют одинаковую толщину, которая меньше толщины одного из слоев при несимметричном расположении пленки. Вибровозбудимость этого, более толстого, слоя меньше вибровозбудимости каждого из слоев при симметричном расположении пленки. С учетом этого при одинаковой эффективности пленки в обоих рассматриваемых вариантах ее несимметричное расположение может обеспечить меньшие уровни вибрации более толстого слоя в сравнении с соответствующими уровнями вибрации слоев при нахождении пленки в середине пластины. Однако в несимметричном модифицированном пластике более толстый слой и пленка нагружены меньшим по массе слоем пластика, что может негативно сказаться на вибровозбудимости более толстого слоя в связи с изменением колебательных процессов в пленке и ухудшении ее диссипативных свойств.

Меньший по толщине слой пластика в несимметрично модифицированном материале условно можно считать армирующим слоем вибропоглощающего покрытия (ВПП) с полимерной пленкой в качестве диссипативного слоя. Вместе с тем известно, что при установке армированного ВПП на пластину его эффективность при увеличении относительной массы более 30% повышается очень незначительно. Сделанный вывод косвенно свидетельствует о практической невозможности существенно снижать в широком диапазоне частот уровни вибрации и звукоизлучения демпфируемой пластины с большими потерями колебательной энергии смещением полимерной пленки в средний слой пластины. Возможно ли этого добиться путем модификации материала пластика?

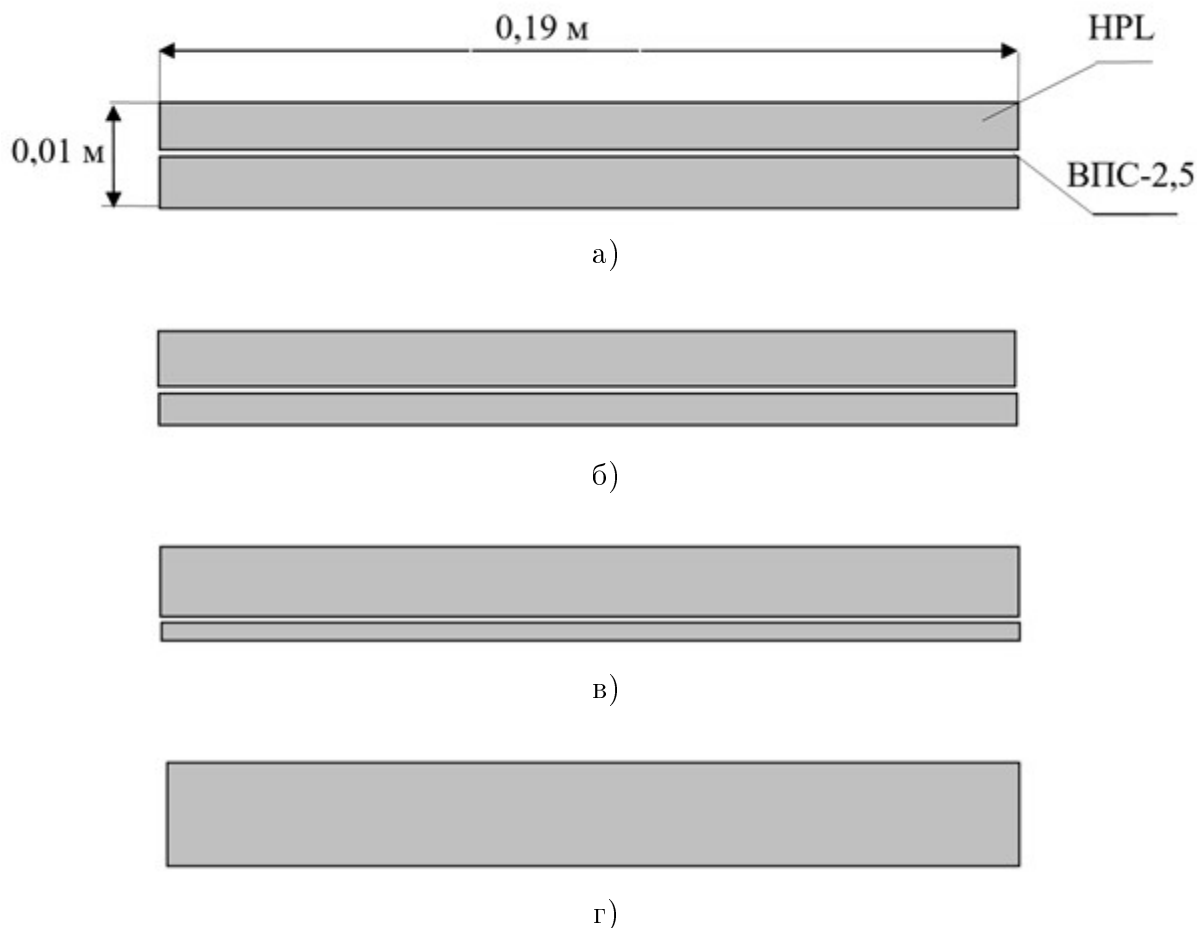
С учетом изложенного, основными целями описываемых далее испытаний являлись следующие:

- конкретизация потерь колебательной энергии в материале, модифицированном

полимерной пленкой, имеющей малую толщину;

– выявление места расположения полимерной пленки ВПС-2,5 по толщине материала, при котором пленка обеспечивает наибольшие потери колебательной энергии;

– определение зависимости эффекта включения слоя пленки ВПС-2,5 от места его расположения относительно свободных поверхностей материала.



а) – пластина №1, б) – пластина №2, в) – пластина №3, г) – пластина №4

Рис. 1. Поперечное сечение испытанных пластин

Исследования проводились на четырех образцах толщиной 10 мм, размер в плане $0,19 \times 0,19$ м (рис. 1). В образце № 1 толщина слоев пластика была одинаковой, средний слой – пленка ВПС-2,5 толщина 0,1 мм. В несимметричных образцах № 2 и 3, толщина тонкого слоя - 3 и 2 мм соответственно, толщина пленки также 0,1 мм. В материале образца № 4 полимерная пленка отсутствовала. Относительная масса условного ВПП на слое пластика в образцах № 1, 2 и 3 составляла примерно 50, 43 и 25%.

Испытания образцов проводились в условиях воздушной среды лаборатории. Образцы подвешивались за соседние углы с помощью нити, образцы располагались вертикально.

Измерялась входная вибровозбудимость образцов, удары выполнялись вибромолотком, оснащенным датчиком силы F , Н. Одна точка ударов находилась в геометрическом центре (ГЦ) образцов, а две другие на одинаковом расстоянии от ГЦ и кромки, а также от ГЦ и одного из углов. Образцы № 2 и № 3 (не симметрия) возбуждались вибромолотком по толстому слою пластика. Под входной вибровозбудимостью нами

понимается величина $A/F = 20 \lg(AF_0/a_0F)$, дБ, где A – виброускорение, м/с^2 , в точке приложения силы F , Н; a_0 – пороговый уровень, 10^{-6} м/с^2 , виброускорения; $F_0 = 1$ Н.

Анализ полученной при испытаниях информации показал, что уровни резонансных максимумов в спектрах входной вибровозбудимости образцов № 1–3 с модифицированным материалом пластика в каждой точке измерения значительно (до 12 дБ) меньше уровней соответствующих максимумов в спектрах входной вибровозбудимости, измеренной в аналогичных точках образца № 4. На рис. 2 приведены типичные узкополосные ($\Delta f = 1$ Гц) частотные спектры входной вибровозбудимости образцов № 1 и № 4, измеренной в их геометрическом центре.

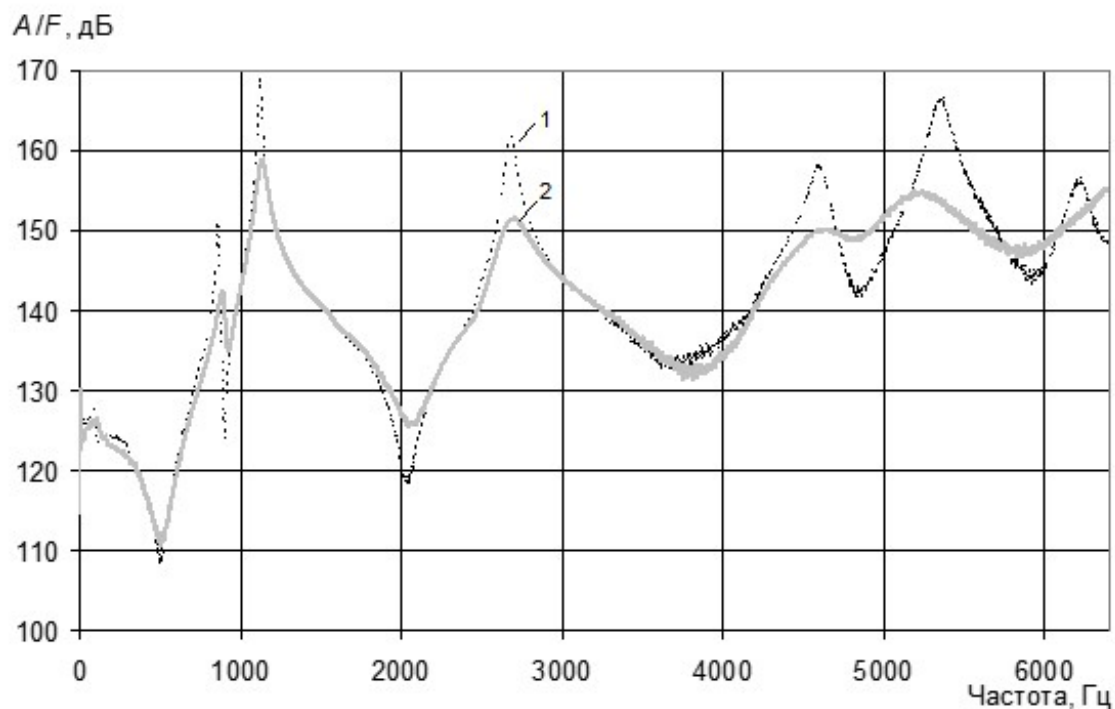


Рис. 2. Спектры входной вибровозбудимости пластин № 4 (1) и № 1 (2)

Обращаясь к рис. 2, видим, что включение пленки в материал образца № 1 привело к уменьшению уровней его наиболее выраженных резонансных максимумов входной вибровозбудимости в сравнении с уровнями соответствующих максимумов в спектре A/F образца № 4 в среднем по резонансным частотам на величину примерно 10 дБ. Примерно такая же эффективность пленки ВПС-2,5 была зарегистрирована при измерениях в двух других точках. Мало отличающиеся величины усредненной по резонансным частотам и точкам измерения эффективности (\mathcal{E} , дБ) модификации материала образцов № 2 и № 3 составили около 7 дБ.

Численные величины коэффициента потерь колебательной энергии определялись расчетным путем по форме трех резонансных максимумов в измеренных спектрах A/F , имеющих наибольшие уровни. Средние по соответствующим частотам значения коэффициента потерь η образцов № 1, 2 и 3 оказались равными 0,071; 0,055 и 0,048. Они превысили среднюю величину η образца № 4 с немодифицированным материалом (0,021) пластика в 3,4; 2,6 и 2,3 раза.

Заклучение

Был сделан вывод, что наилучшим для достижения наибольших потерь колебательной энергии местом нахождения слоя полимерной пленки в пластике является его симметричное расположение относительно свободных поверхностей пластины. Однако различие вибрационных свойств испытанных образцов с модифицированным пластиком невелико.

Отметим, что приведенные величины \mathcal{E} , дБ, и η много меньше соответствующих величин эффективности включения в пластик пленки ВПС-2,5 из того же материала толщиной 0,5 мм и значений коэффициента потерь колебательной энергии в изготовленных из него образцах с похожими геометрическими размерами [1]. Однако значения коэффициента потерь η в пластинах из модифицированного пластика с пленкой ВПС-2,5 толщиной 0,1 мм в среднем в 3 раза больше значений η в металлических конструкциях. Поэтому испытанный модифицированный материал может быть использован для изготовления облегченных инженерных конструкций с лучшими, чем у металлических конструкций, акустическими свойствами.

Полученные результаты могут быть использованы при разработке технологии изготовления пластика с улучшенными акустическими свойствами, допускающей, в частности, включение в структуру пластика супертонкого слоя пленки ВПС-2,5 и его произвольное расположение в структуре.

Список литературы

1. Кирпичников В.Ю., Смольников В.Ю., Кудаев А.В., Гусева Е.В., Сятковский А.И. Экспериментальные исследования вибродемпфирующих свойств композитных материалов на основе слоистых пластиков HPL, содержащих встроенные слои из термопластичных пленок ВПС-2,5 // *Noise Theory and Practik.* - 2022. - N 8(4). - С. 40-48.
2. Кирпичников В.Ю., Смольников В.Ю., Скобля Е.С., Сятковский А.И. Экспериментальные исследования способов улучшения акустических свойств пластины из HPL пластика // *Прикладная механика и теоретическая физика.* - 2023. - N 4. - С. 178-183.
3. Сятковский А.И. Термопластичные пленочные материалы для демпфирования инженерных конструкций. // *Пластические массы*, 2023, №9-10, стр.48-52.
4. M.M.Ameena, P.R.Reshmi. Analysis of the effect of thickness of constrained layer in sandwich panel // *IRJET*, 2016, Vol.3, № 8, P.2227-2229.
5. Pravin P.Hujare, Anil D. Sahasrabudhe. Effect of Thickness of Damping Material on Vibration Control of Structural Vibration in Constrained Layer Damping Treatment./ *Applied Mechanics and Materials Vols.* 592-594 (2014) pp 2031-2035.
6. Antonio Paonessa. VIBRATION AND DAMPING OF COMPOSITE STRUCTURES. Wiley Encyclopedia of Composites, Second Edition. Edited by Luigi Nicolais and Assunta Borzacchiello. © 2012 John Wiley & Sons, Inc. Published 2012 by John Wiley & Sons, Inc.
7. Ronald F. Gibson, Yu Chen, Hui Zhao . Improvement of Vibration Damping Capacity and Fracture Toughness in Composite Laminates by the Use of Polymeric Interleaves./ *Journal of Engineering Materials and Technology*, 2001, Vol. 123, p. 309-314.

8. Сятковский А.И., Рюткянен Е.А., Кудаев А.В., Демпфирование в трехслойных конструкциях металл-полимер-металл с термопластичной пленкой из поливинилацетата.// Noise Theory and Practice, 2022 , т.8 , №2 , P.24-34.

References

1. Kirpichnikov V.Yu., Smolnikov V.Yu., Kudaev A.V., Guseva E.V., Syatkovsky A.I. Experimental studies of vibration damping properties of composite materials based on laminated HPL plastics containing embedded layers of thermoplastic films VPS-2,5 // Noise Theory and Practice. - 2022. - Vol. 8, no. 4, pp.40-48.

2. Kirpichnikov V.Yu., Smolnikov V.Yu., Skoblya E.S., Syatkovsky A.I. Experimental studies of ways to improve the acoustic properties of a plate made of HPL plastic // Applied mechanics and theoretical physics. 2023. No. 4. pp. 178-183.

3. Syatkovsky A.I. Thermoplastic film materials for damping engineering structures.// Plastic masses, 2023, No.9-10 , pp.48-52.

4. M.M.Ameena, P.R.Reshmi. Analysis of the effect of thickness of constrained layer in sandwich panel, IRJET, 2016, Vol.3, № 8, P.2227-2229.

5. Pravin P.Hujare, Anil D. Sahasrabudhe. Effect of Thickness of Damping Material on Vibration Control of Structural Vibration in Constrained Layer Damping Treatment./ Applied Mechanics and Materials Vols. 592-594 (2014) pp 2031-2035.

6. Antonio Paonessa. VIBRATION AND DAMPING OF COMPOSITE STRUCTURES. Wiley Encyclopedia of Composites, Second Edition. Edited by Luigi Nicolais and Assunta Borzacchiello. © 2012 John Wiley & Sons, Inc. Published 2012 by John Wiley & Sons, Inc.

7. Ronald F. Gibson, Yu Chen, Hui Zhao. Improvement of Vibration Damping Capacity and Fracture Toughness in Composite Laminates by the Use of Polymeric Interleaves./ Journal of Engineering Materials and Technology , 2001, Vol. 123, p. 309-314.

8. Syatkovsky A.I., Ryutkyanen E.A., Kudaev A.V., Damping in three-layer metal-polymer-metal structures with a thermoplastic film made of polyvinyl acetate.// Noise Theory and Practice, 2022, vol.8, No.2, pp.24-34.

УДК: 629.017:629.018

OECD: 629.017:629.018

Улучшение виброакустических характеристик транспортно-технологических средств посредством комплексных исследований колебаний силового агрегата при структурных и воздушных передачах

Рахматов Р.И.^{1*}, Надарейшвили Г.Г.², Галевко В.В.³¹ К.т.н., главный специалист, ² Д.т.н., заместитель Генерального директора по науке, ^{1,2} ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», Москва, РФ³ К.т.н., заведующий кафедрой «Математика», ФГАОУ ВО «Московский политехнический университет», Москва, РФ

Аннотация

В статье приводится подход к улучшению виброакустических характеристик транспортно-технологических средств посредством комплексных исследований колебаний силового агрегата с целью уменьшения передачи колебаний и шума от силового агрегата. В рамках работы определены оптимальные места расположения опор силового агрегата. Проведены экспериментальные исследования динамических характеристик опор силового агрегата на стенде и на автотранспортном средстве. Разработаны требования к характеристикам опор силового агрегата. Исследованы и определены «громкие» излучающие поверхности силового агрегата. Проведено ускорение численного моделирования за счет сокращения числа степеней свободы вследствие расчетно-экспериментального редуцирования расчетной модели силового агрегата. Проведена валидация расчетной модели по критерию частотного отклика. Разработаны технические решения, направленные на улучшения виброакустических характеристик силового агрегата.

Ключевые слова: транспортно-технологические средства, структурные пути передачи колебаний, воздушные пути передачи шума, конечно-элементное моделирование, экспериментальные исследования, сокращение времени счета, валидация, улучшение виброакустических характеристик.

Improvement of vibroacoustic characteristics of transportation-technological vehicles by means of complex researches of powertrain vibrations at structural and air transmissions

Rakhmatov R.I.^{1*}, Nadareishvili G.G.², Galevko V.V.³¹ Ph.D, Chief specialist, ² DSc, Deputy General director for science, ^{1,2} FSUE «NAMI», Moscow, Russia³ Ph.D, Head of Mathematics Department, Federal State Educational Institution of Higher Professional Education 'Moscow Polytechnic University', Moscow, Russia

Abstract

The paper presents an approach to improving the vibroacoustic characteristics of transportation-technological vehicles by means of comprehensive studies of powertrain vibrations in order to reduce the transmission of vibrations and noise from the powertrain. Within the framework of the work the optimal locations of the power unit supports are determined. Experimental researches of dynamic characteristics of the powertrain support on the stand and on the motor vehicle are carried out. Requirements to the characteristics of powertrain supports are developed. The "loud" radiating surfaces of the power unit have been investigated and determined. Acceleration of numerical modeling due to the reduction of the number of degrees of freedom

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

due to the computational and experimental reduction of the powertrain computational model was carried out. Validation of the computational model by the criterion of frequency response is carried out. Technical solutions aimed at improving the vibroacoustic characteristics of the power unit have been developed.

Keywords: transport and technological vehicles, structural vibration transmission paths, airborne noise transmission paths, finite element modeling, experimental research, reduction of counting time, validation, improvement of vibroacoustic characteristics.

Введение

Одним из основных источников шума и вибрации автотранспортного средства (АТС) является силовой агрегат (СА). Соответственно, улучшения виброакустических (ВА) характеристик АТС можно эффективно достичь уменьшением передачи структурного и воздушного шума от СА.

СА является сложным источником шума и вибраций вследствие силового взаимодействия в кинематических парах и осуществления газодинамических процессов, сопровождающих работу СА. Значительное влияние на возникновение вибрации и шума СА оказывают неуравновешенные силы и моменты инерции, воздействующих на СА, как абсолютно твердое тело, закрепленное упругодемпфирующими и/или жесткими связями с кузовом. Также известно, что общий шум СА, зависит от интенсивности акустического излучения вибрирующими наружными поверхностями. Анализ работ [1-10] показывает о необходимости развития методов исследования и разработки способов уменьшения шума от вибрирующих наружных поверхностей СА, на основе расчетно-экспериментальных исследований с использованием численного моделирования (ЧМ). Важные исследования колебаний СА были проведены под руководством Тольского В.Е. Следует отметить разработку пространственной модели колебания СА АТС [11], которая была создана на основе теории связанных колебаний, метода расчета колебаний СА, возникающих от воздействия дорожных неровностей [12], исследования колебаний СА АТС [13], исследования и разработки требований к подвеске СА [14]. Ранее исследования и последующие конструкторские разработки с целью улучшения ВА характеристик СА проводились на основе теоретических и экспериментальных исследований без применения ЧМ, поэтому не могут быть использованы на стадии технического проектирования (ТП). Характеристики подвеса СА оказывают непосредственное влияние и на плавность хода АТС, которая зависит от форм твердотельных колебаний (ТК) СА и их возбуждения от внешних и внутренних силовых источников, а также от нагруженности опор инерционными и реактивными силовыми факторами. Если рассматривать СА как абсолютно жесткое тело, подвешенное на упругих опорах, то он имеет 6 форм ТК (в соответствии с числом степеней свободы тела, не имеющего кинематических ограничений). Каждая твердотельная форма колебаний может быть описана частотой и распределением кинетических энергий колебаний вдоль и вокруг осей глобальной системы координат АТС. На формы ТК оказывают влияние выбор схемы подвеса СА, координат установки опор и упругодемпфирующих характеристик опор. Обычно рассматриваются следующие схемы подвеса СА: «маятниковая» схема на двух опорах с реактивной тягой, где опоры размещаются на оси крена от действия реактивного момента или рядом с ней, а реактивная тяга – перпендикулярно оси, проходящей через опоры; «полумаятниковая» схема на трёх опорах, где одна из опор размещается на оси крена от действия реактивного момента или рядом с ней; четырёхопорная схема [15-17] (рисунок 1).

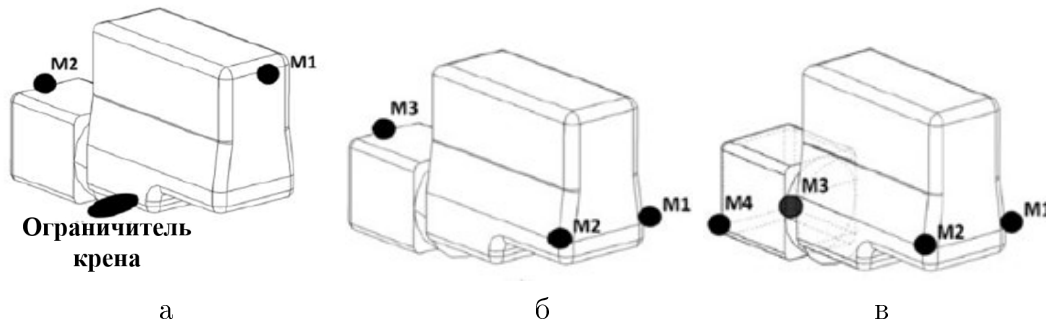


Рис. 1. Варианты схем подвеса СА: а – маятниковая, б – полумаятниковая и в – четырехопорная

Источниками возбуждения твердотельных форм колебаний являются, в частности, колебания неподрессоренной массы при движении по неровной дороге (внешний источник) и колебания, вызванные неравномерностью работы двигателя на разных режимах (внутренний источник). То есть, необходимо выбрать такую схему подвеса СА, координаты опор и упругодемпфирующие характеристики опор, чтобы избежать возбуждения со стороны внешних и внутренних источников. При этом, твердотельные формы не должны попадать в диапазон колебаний неподрессоренной массы и других агрегатов; форма вращения вокруг оси коленчатого вала (форма крена для двигателя с продольным расположением коленчатого вала, и форма клевка для двигателя с поперечным расположением коленчатого вала) должна иметь частоту не выше первой оборотной частоты холостого хода двигателя; доля кинетической энергии по основному направлению перемещения должна составлять не менее 85%, минимальная разница частот форм не менее 2-3 Гц (условие контролируемости форм колебаний).

С другой стороны, для обеспечения лучшей фильтрации вибронагрузок, исходящих от СА, необходимо обеспечить равномерное нагружение опор в статическом и квазистатических режимах, минимальную жёсткость опор при допустимых величинах их деформации и минимальную локальную динамическую жёсткость несущей системы, при которой достигается перепад виброускорений на величину не менее 20 дБ. В некоторых случаях выполнение требований по твёрдотельным формам колебаний СА и по нагруженности опор затруднительно в силу противоречий по выбору координат опор и упругодемпфирующих характеристик.

Процедура определения оптимальных характеристик подвеса СА предполагает следующие операции:

1. Определение начальных значений координат опор: опоры следует размещать на уровне оси крена СА от действия реактивного момента, распределение нормальных реакций в опорах должно быть равномерным, статическая реакция опор по второстепенным направлениям (продольному и поперечному) должна отсутствовать, начальная статическая жёсткость опор определяется из условия деформации опор на 5 мм под действием двух масс СА;

2. Проведение модального анализа СА и анализа чувствительности форм колебаний к изменениям координат и жёсткости опор, по результатам которых корректируются значения координат опор и назначаются предварительные значения жёсткости опор по осям с учётом предполагаемого форм-фактора опор и выбора основных рабочих направлений; критериями выбора координат и жёсткости опор являются цели

на модальную карту СА, обозначенные выше; при выполнении модального анализа опорам назначаются следующие динамические характеристики: динамический фактор (отношение динамической жёсткости к статической) равен 1,5, угол потерь равен 10° .

3. Проверочный расчёт статического нагружения опор СА и расчёт квазистатического нагружения силами инерции и реактивным моментом. В штатных режимах допускается деформация опор до 5 мм (конец линейной зоны), в экстремальных (ударных) режимах – до 10 мм, при этом опоры работают в нелинейной зоне, где формируется нелинейная часть характеристик жёсткости, а также при необходимости вносятся изменения в характеристику линейной жёсткости.

4. Этапы 2 и 3 повторяются в целях проверки результатов, полученных на предыдущем шаге.

Как было ранее отмечено, СА является основным источником колебаний, пути распространения которых приведены на рисунке 2 [18, 19].



Рис. 2. Схема путей распространения колебаний от СА

Соответственно, для улучшения ВА характеристик СА, необходимо определить оптимальные места расположения опор СА, разработать требования к характеристикам опор СА, исследовать ВА характеристики излучающих поверхностей СА, разработать технические решения, позволяющие уменьшить акустическое излучение, как излучающих поверхностей СА, так и панелей кузова АТС.

1. Определение оптимальных мест расположения и разработка требований к характеристикам опор силового агрегата

Определение оптимальных мест расположения и разработка требований к характеристикам опор СА основывается на:

- определении оптимальных мест расположения опор СА на основе расчетных исследований с учетом точек возбуждения;
- определении оптимальных мест расположения опор СА и их упругодемпфирующих характеристик на основе квазистатического и модального анализа;
- экспериментальном исследовании динамических характеристик опор СА;
- экспериментальном исследовании перемещений СА относительно кузова;
- разработке требований к характеристикам опор СА.

Определение мест расположения опор СА выполнено на разработанной и валидированной КЭМ СА [20]. Наиболее очевидный путь выбора мест расположения

опор СА основывается на изучении «вычетов точек возбуждения» (Driving Point Residues - DPR). Исходя из модальных параметров, вычет определяется выражением АЧХ реакции.

Как правило, оптимальными местами расположения опор СА для максимально возможного количества мод являются степени свободы с минимальными значениями «вычетов точек возбуждения» (DPR). На основе исследований Кийентзи и Ричердсона [21] DPR для каждой формы колебания определяется формулой:

$$\{DPR_i\} = \{\Phi_i\} \otimes \{\Phi_i\} \cdot \omega_i, \quad (1)$$

где $\{DPR_i\}$ – точка положения вибратора в векторной величине для i -ой формы колебаний, $\{\Phi_i\}$ – собственные вектора для форм i и ω_i угловая частота формы i .

На рисунке 3а показан результат расчета минимального значения DPR, на основе которого определены оптимальные места расположения опор на СА (рисунке 3б (точки 1-4)).

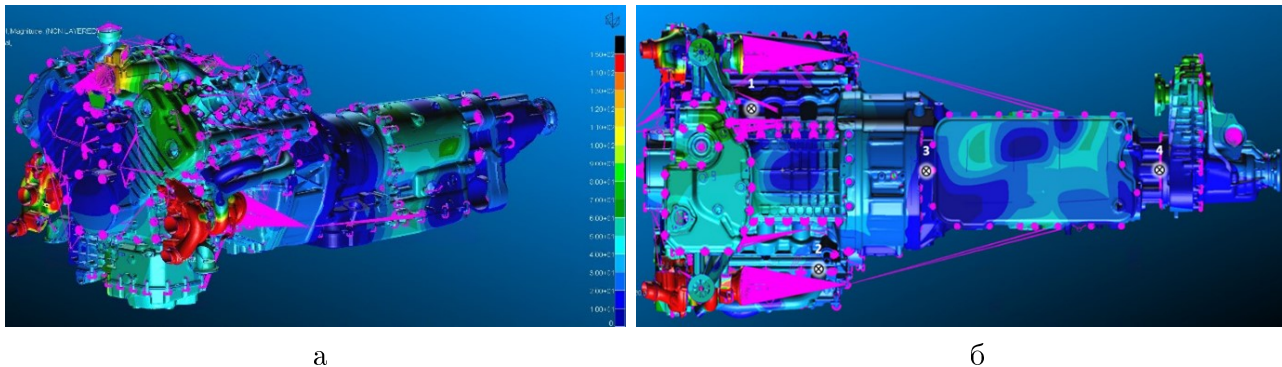


Рис. 3. Результат расчета минимального значения DPR (а) и оптимальные положения опор СА (б)

Для оценки эффективности идентификации оптимальных мест расположения опор, проведены расчетные исследования функций частотного отклика. Точки возбуждения располагались в посадочных местах: коренных подшипниках коленчатого вала, подшипниках ротора электродвигателя, подшипниках валов автоматической коробки передач (АКП) и подшипниках раздаточной коробки. Точки отклика располагались в старых местах установки опор и оптимальных местах установки опор, определенных по результатам расчетов DPR. Результаты расчётных исследований в сравнении по среднеквадратичным значениям виброперемещений (среднеквадратичные значения выбраны по причине минимизации количества иллюстрируемых графиков, позволяющих хорошо воспринимать приведенную информацию) приведены на рисунке 4.

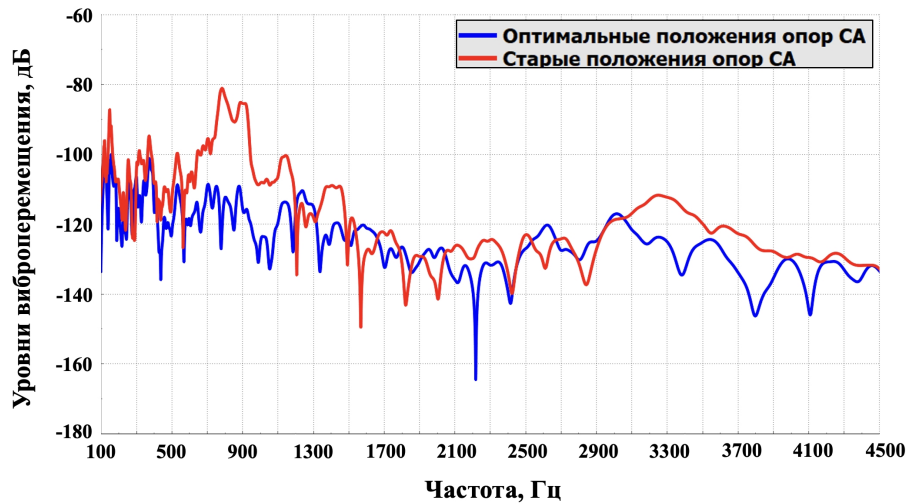


Рис. 4. Сравнительный график уровней виброперемещения старых и оптимальных положений опор СА

Анализ результатов расчетных исследований показывает, что при установке опор в оптимальные положения, определенных по результатам расчетов, наблюдается снижение амплитуд виброперемещений почти во всем частотном диапазоне, особенно в диапазоне частот 100-1190 Гц. Небольшие увеличения амплитуд связаны с локальными формами колебаний в местах установки опор.

Таким образом, определены оптимальные места установки опор СА. Так как колебательная энергия от СА передается посредством упругодемпфирующих связей. Далее исследуются упругие характеристики опор СА.

Проведены экспериментальные исследования резинометаллических опор СА, образец которых приведен на рисунке 5 (а). Квазистатическое и динамическое нагружения осуществлялись для опоры в радиальных направлениях по осям Z и Y, схема нагружения приведена на рисунке 5 (б).

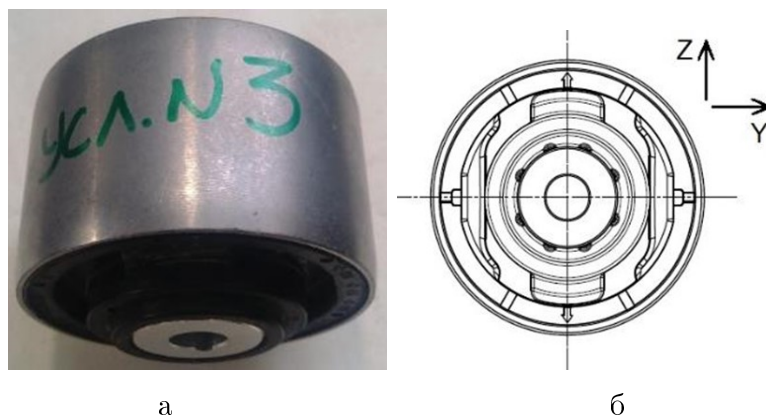


Рис. 5. Опора СА: а – внешний вид и б – схема нагружения

Определение зависимости усилия от величины деформации опор СА при перемещении штока гидравлического цилиндра стенда осуществлялось со скоростью 0,1 мм/с. Амплитуда нагружения опоры СА: -3000...+7000 Н (по оси Z), -5000...+5000

(по оси Y) для образцов. Ограниченный диапазон амплитуды обусловлен возможностями максимальных перемещений подвижной части опор из-за конструктивных особенностей крепежной оснастки.

Определение параметров АЧХ посредством программно-управляемого перемещения штока гидравлического цилиндра стенда по гармоническому закону пошагово на каждой частоте из требуемого диапазона (по осям Z и Y):

- по перемещению $\pm 0,1$ мм, $\pm 0,25$ мм, $\pm 0,5$ мм, $\pm 1,0$ мм, $\pm 1,5$ мм в частотном диапазоне 1... 50 Гц с шагом 2 Гц и в частотном диапазоне 10... 700 Гц с шагом 10 Гц;
- по силе ± 10 Н, ± 50 Н, ± 100 Н, ± 500 Н, ± 1000 Н, ± 1500 Н в частотном диапазоне 1-50 Гц с шагом 2 Гц.

Опоры СА устанавливались на стенде эластомеров MTS с использованием специализированной оснастки (рисунок 6).

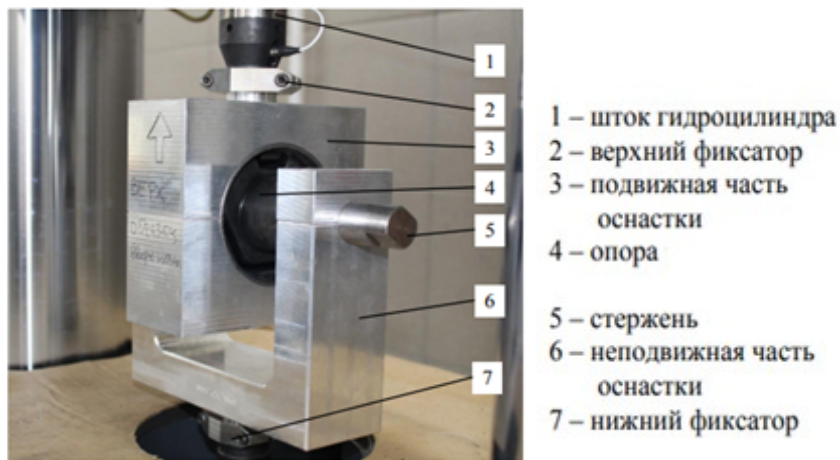
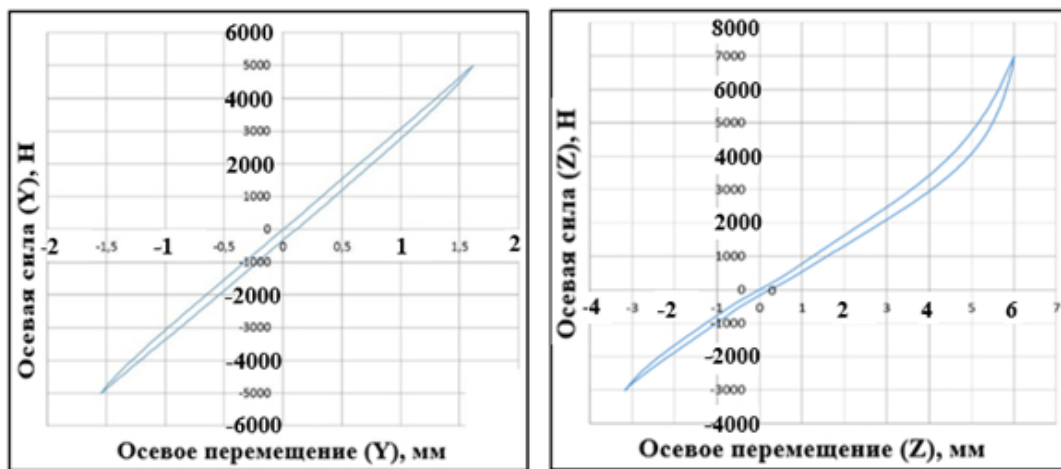


Рис. 6. Установка опоры СА на стенде

Упругие характеристики опоры СА при квазистатическом нагружении представлены в виде графиков зависимостей величины деформации от возникающего при этом усилия (рисунок 7).



а

б

Рис. 7. Опора СА: а – нагружение по оси Y и б – нагружение по оси Z

При нагружении по оси Z расчетная жесткость составила - 695,07 Н/мм, энергия на входе - 12203,55 Н-мм, восстановленная энергия - 9149,4 Н-мм и энергия потерь 3054,15 Н-мм. Результаты оценки показателей динамической жесткости (Н/мм) и фазы (град) опоры СА в виде функции от частоты возмущения при постоянной амплитуде перемещения $\pm 0,1$ мм, при нагружении по оси Z (преднагрузка 2000 Н) представлены на рисунке 8 (а и б).

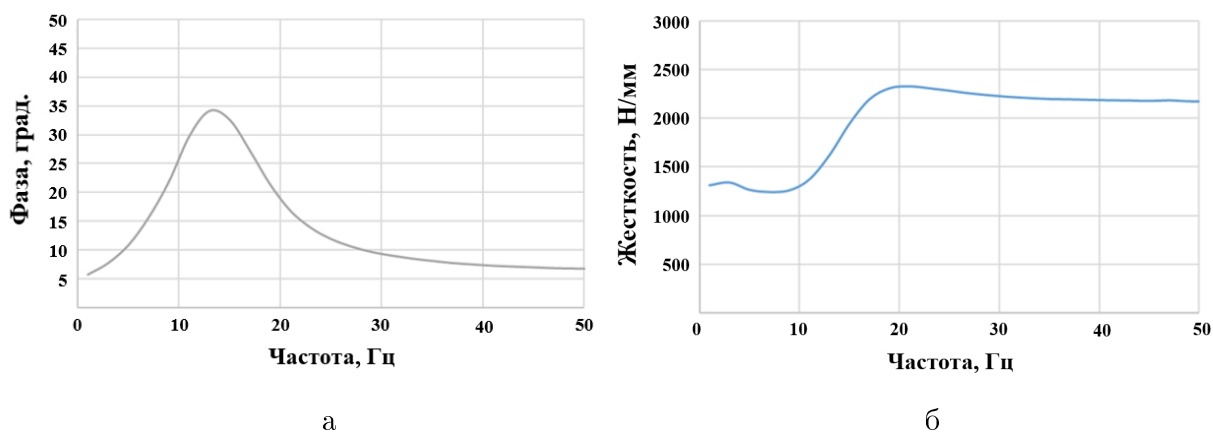


Рис. 8. Результат динамических исследований опоры СА: а – фаза и б – динамическая жесткость

Таким образом, определены упругие характеристик опор СА, а для определения фильтрующих характеристик опор (уменьшение уровня виброускорений), проведены экспериментальные исследования на АТС. Положения акселерометров на СА (а) и на поперечине кузова (б) приведены на рисунке 9.

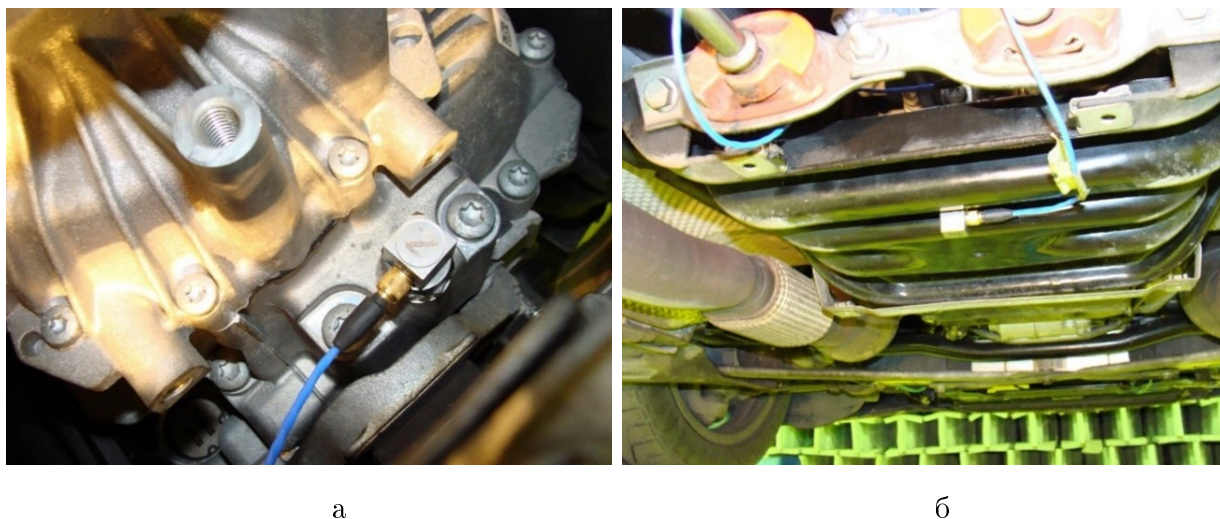


Рис. 9. Положение 3-х компонентных акселерометров на СА (а) и на поперечине кузова (б)

Экспериментальные исследования проводились на режимах АТС:

- холостой ход;
- медленный и быстрый разгон;
- 2-7 передачи: быстрый и медленный разгон, торможение двигателем и педалью тормоза;

– 7 передача: разгон до 200 км/ч и максимальная частота вращения коленчатого вала (КВ) (2 - 7 передач);

– запуск и остановка ДВС (на холодном и при рабочей температуре).

В качестве примера на рисунке 10 приводятся результаты экспериментальных исследований имеющие максимальные амплитуды виброускорений, режим испытаний: на холостом ходу с последующим медленным разгоном.

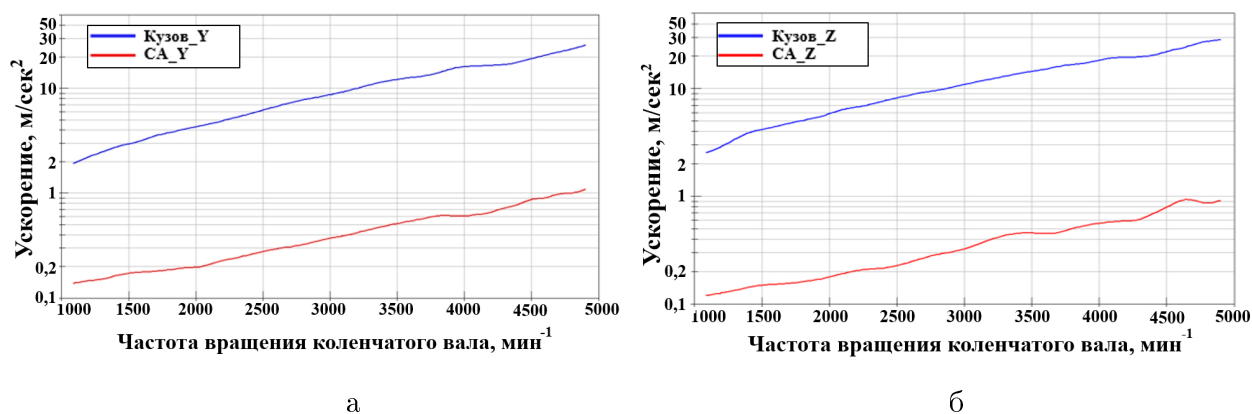


Рис. 10. Результаты экспериментальных исследований: по поперечному направлению (а) и вертикальному направлению (б)

Зафиксировано уменьшение амплитуд виброускорений в 10 дБ на всех режимах при экспериментальных исследованиях автомобиля-аналога, следовательно, опора СА должна уменьшать амплитуды виброускорений на 10 дБ во всех трех направлениях и на всех режимах, соответственно во всем частотном диапазоне.

Помимо уменьшения амплитуд виброускорений, очевидно, что необходимо ограничить пространственное перемещение СА во избежание соприкосновения с кузовом АТС при эксплуатации. Для этих целей проведены измерения максимальных амплитуд перемещений СА. Для этого СА устанавливаются датчик перемещения. Пример установки датчика перемещений на реактивной тяге приведен на рисунке 11.

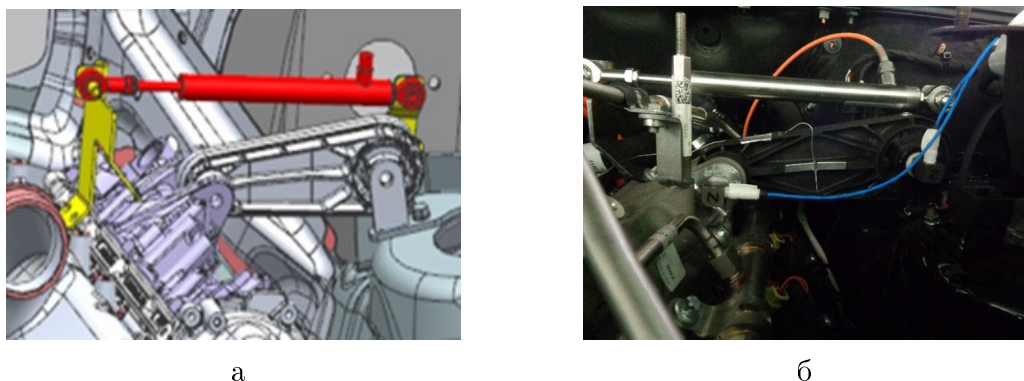


Рис. 11. Положение датчика перемещения №1: а – в трехмерной модели и б – на АТС

Режим испытаний: запуск и остановка ДВС (холодного и при рабочей температуре); переключение передач на месте; ускорение с места (селектор АКП в положении D, дроссельная заслонка открыта на 30%, 50% и 100%; селектор режима АКП в положении R, дроссельная заслонка открыта на 30%, 50% и 100%); ускорение с 1 по 5 передачи, дроссельная заслонка открыта на 30%, 50% и 100%; селектор режима

АКП в положении D (интенсивное торможение и экстренное торможение); селектор режима АКП в положении на 2-5 передаче: дроссельная заслонка открыта на 30%, 50% и 100%; торможение двигателем; езда по дороге типа «бельгийская мостовая» селектор режима АКП в положении на 2-5 передаче: дроссельная заслонка открыта на 30%, 50% и 100%; езда по булыжной дороге ровного мощения селектор режима АКП в положении на 2-5 передаче: дроссельная заслонка открыта на 30%, 50% и 100%; раскачивание на скорости 60 км/ч; движение по кругу влево/вправо со скоростью 55 км/ч; разгон и сброс педали акселерометра: селектор АКП на 1-3 передаче. Результат измерений, а именно максимальные амплитуды перемещений, приведены на рисунке 12.

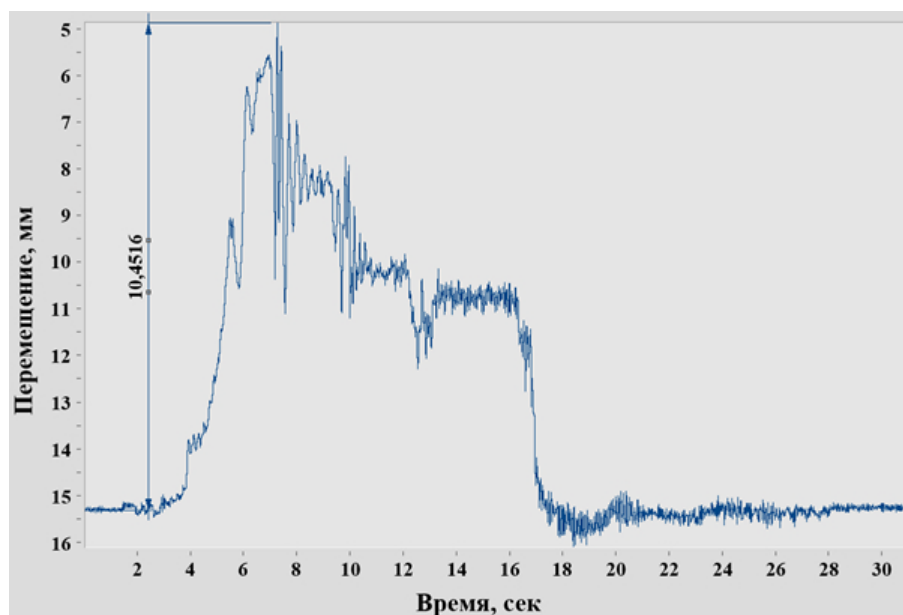


Рис. 12. Перемещение СА относительно кузова, измеренное датчиком перемещения

Максимальное перемещение по поперечному направлению, зафиксированное на датчике № 1, 10,451 мм при ускорении на передачах от 1 до 5 передачи при открытии 100% дроссельной заслонки и характеризует поперечное перемещение в реактивной тяге СА. Измеренные в ходе испытаний максимальные перемещения СА составляют менее 10 мм по всем направлениям.

На основе исследований упругих характеристик опор, фильтрующих характеристик опор и перемещений относительно кузова разрабатываются технические требования к опорам СА.

2. Исследование виброакустических характеристик излучающих поверхностей СА

Улучшение ВА характеристик такого сложного источника, как СА, возможно при условии уменьшения акустического излучения более громких источников шума, так как даже полная ликвидация менее громкого источника не приводит к уменьшению общего уровня шума. В связи с этим проведены экспериментальные исследования СА в заглушенной камере с целью идентификации наиболее громких источников на трех режимах работы СА (максимальная нагрузка, средняя нагрузка и без нагрузки). На рисунке 13 показан СА в заглушенной камере на динамометрическом стенде.

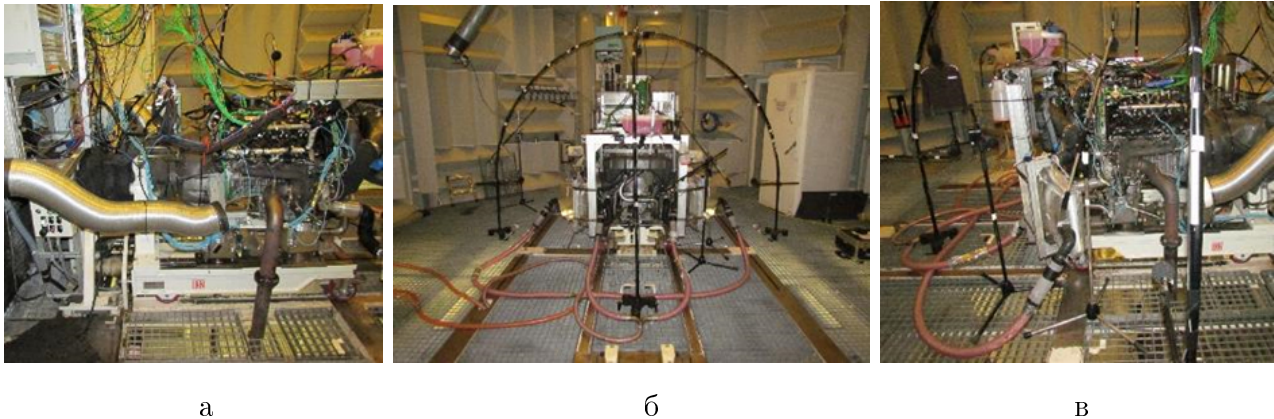


Рис. 13. СА, установленный на динамометрическом стенде в заглушенной камере: а – вид справа, б – вид спереди, в – вид слева

Экспериментальные исследования проводились согласно стандарту SAE J1074. На рисунке 14 приведены положения микрофонов (а) и результаты измерений звукового давления по средним значениям по микрофонам при нагрузках на двигатель 100-500 Нм с шагом 100 Нм (б).

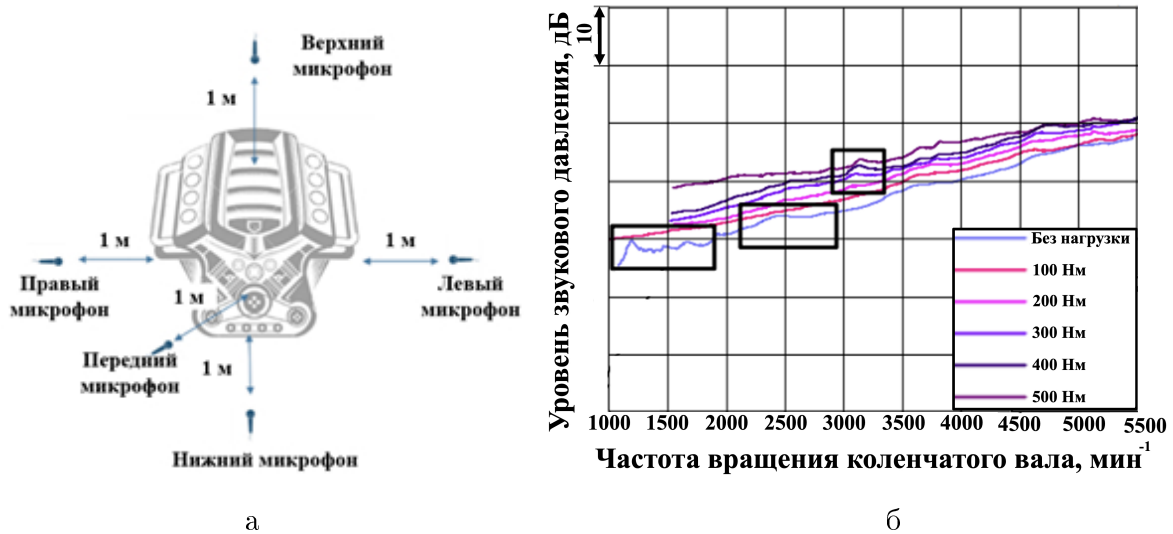


Рис. 14. Положения микрофонов при экспериментальных исследованиях согласно SAE J1074 (а) и результаты экспериментальных исследований (б)

При повышении нагрузки и увеличении оборотов коленчатого вала наблюдается линейное увеличение уровней звукового давления, помимо выделенных черных прямоугольников (выделены для визуализации). Нелинейность (всплески звуковых давлений) колебаний (без нагрузки) в выделенном прямоугольнике с центром 1500 мин^{-1} обусловлена люфтом соединения с валом тормозного механизма динамометрического стенда. Для анализа второго пика (выделенный черный прямоугольник с центром 2500 мин^{-1}) на рисунке 15 приведены результаты отдельных микрофонов с общим уровнем и 4-ой моторной гармоникой.

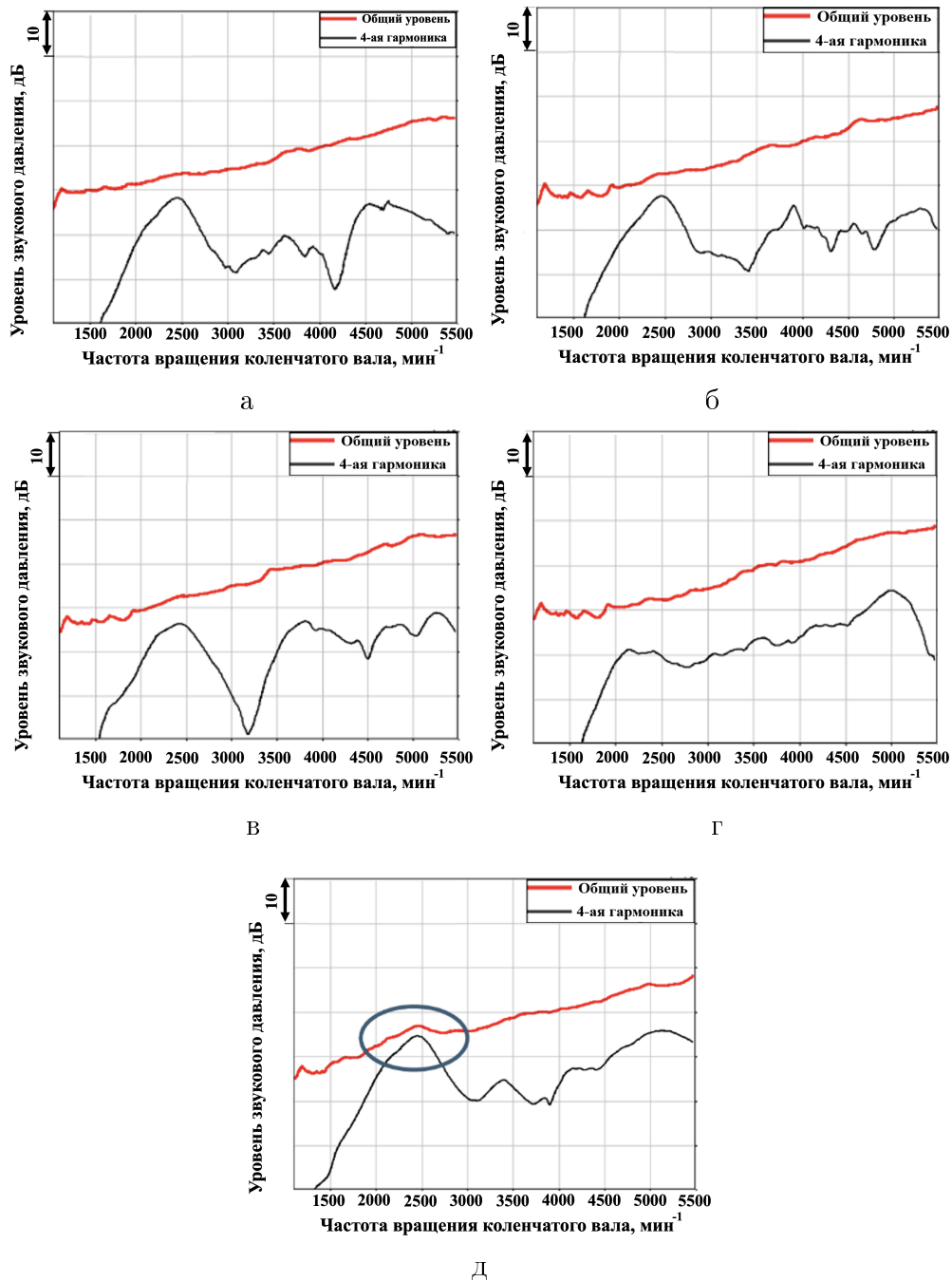


Рис. 15. Уровни звукового давления, измеренные микрофоном: а – левым, б – правым, в – верхним, г – нижним, д – передним

Анализ звуковых давлений показывает, что пик, обнаруженный во втором выделенном прямоугольнике (рисунок 14б), формируется передней частью ДВС (излучение передней крышки ДВС), в связи с чем на рисунке 16 приводятся результаты экспериментальных исследований.

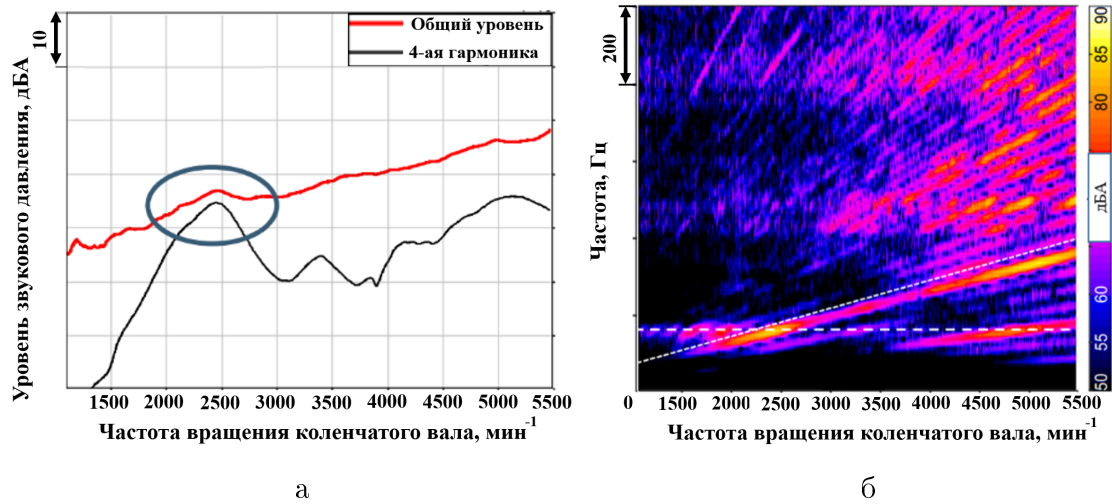


Рис. 16. Уровень звукового давления, измеренное передним микрофоном: (а) – график звуковых давлений от оборотов коленчатого вала, (б) – водопадный график

Микрофон, расположенный в передней части ДВС, зафиксировал максимальные амплитуды звуковых давлений, соответствующие 2400 мин^{-1} , вызванные резонансной частотой 155 Гц, соответствующей 4-ой моторной гармонике. При нагрузке 400 Нм зафиксировано увеличение амплитуд звуковых давлений (третий выделенный прямоугольник) нижним микрофоном, в связи с чем на рисунке 17 приведены результаты экспериментальных исследований.

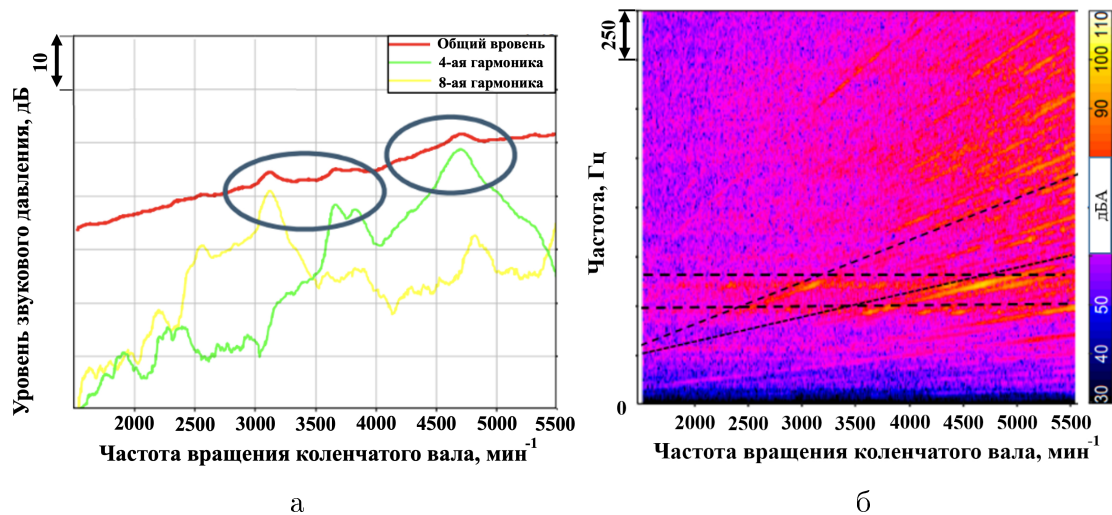


Рис. 17. Уровень звукового давления, измеренное нижним микрофоном: (а) – график звуковых давлений от оборотов коленчатого вала, (б) – водопадный график

Анализ графиков показывает, что микрофон, расположенный в нижней части ДВС, зафиксировал максимальные амплитуды звуковых давлений, соответствующие оборотам 3090 , 3640 и 3810 мин^{-1} и вызванные широкополосной резонансной частотой 480-610 Гц (излучение масляного поддона двигателя). Также проведены исследования уровней виброускорений излучающих поверхностей ДВС. На рисунке 18 приводится положение акселерометра (а) и замеренные уровни виброускорений на корпусе масляного поддона ДВС (б) относительно g ($g = 9,81 \text{ м/с}^2$). Режимы испытаний: без нагрузки, крутящий момент 200 Нм и крутящий момент 600 Нм. На рисунке 18(б) приводится

размах (двойная амплитуда) виброускорений в частотном диапазоне до 2500 Гц по всем трем направлениям.

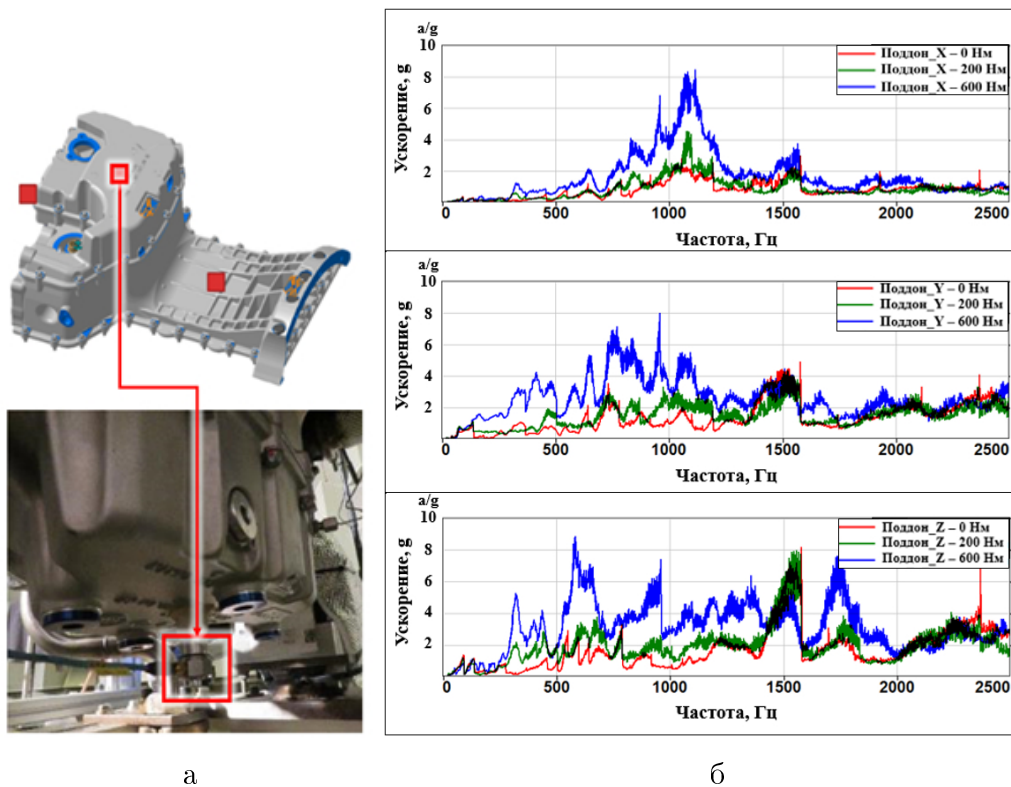


Рис. 18. Положение акселерометра (а) и виброускорения на корпусе масляного поддона (б)

При увеличении нагрузки наблюдается увеличение амплитуд виброускорений. По вертикальному направлению (Z) максимальная амплитуда приходится на частоту 570 Гц.

Таким образом, определены не только «громкие» излучающие поверхности (передняя крышка и масляный поддон ДВС), но и их спектральный состав виброускорения. Для уменьшения акустической энергии «громких» излучающих поверхностей СА разработаны модели, позволяющие также сократить время численного моделирования (ЧМ). Сокращение времени ЧМ основано на уменьшении количества степеней свободы валидированной модели СА за счет моделирования присоединенной локальной динамической жесткости (ЛДЖ) к точкам крепления излучающей поверхности, определенных по результатам экспериментальных исследований. Пример исследования ЛДЖ центральной точки крепления передней крышки ДВС на СА приведен на рисунке 19а. Результаты экспериментальных исследований ЛДЖ, задавались как граничные условия для последующих расчетно-экспериментальных исследований и улучшения ВА характеристик передней крышки ДВС. Далее проводился расчет частот и форм собственных колебаний, результаты расчета, в частности вторая форма колебаний, имеющая большие площади колебаний, приведена на рисунке 19б.

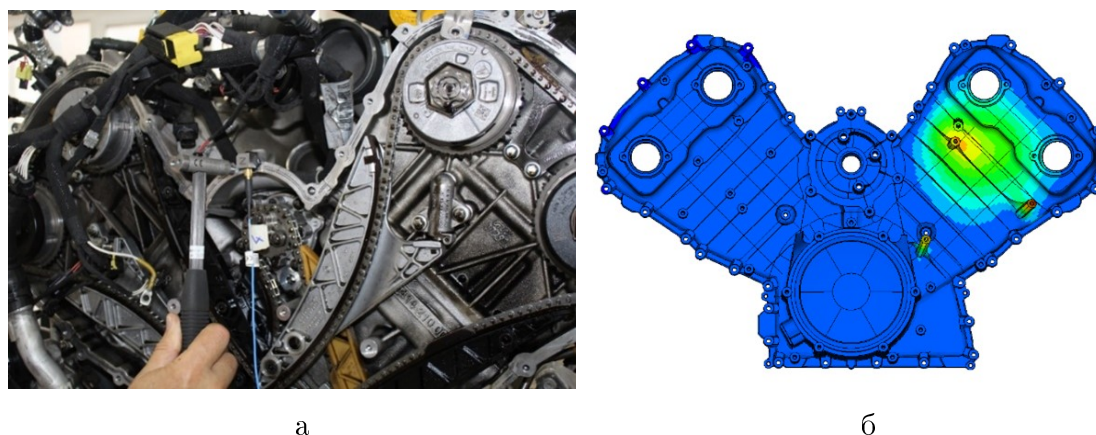


Рис. 19. Экспериментальные исследования ЛДЖ (а) и результат расчета (б)

Так как валидированная модель СА изменена, то проведена валидация расчетной модели по критерию достоверности функций частотного отклика (ФЧО), характеризующему корреляцию модели на уровне ФЧО. В связи с чем дополнительно были установлены трехкомпонентные акселерометры на передней крышке ДВС, показанной на рисунке 20, и проведены экспериментальные исследования согласно предыдущему пункту.

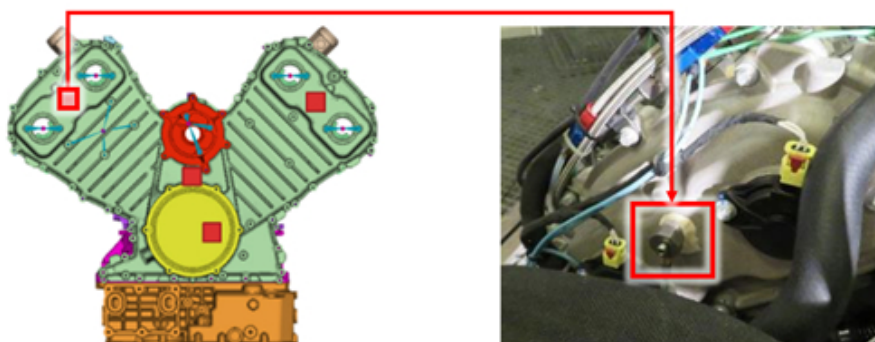


Рис. 20. Положение акселерометра на корпусе передней крышки двигателя

На рисунке 21 приводятся результаты экспериментальных исследований: размах виброускорений в частотном диапазоне до 2500 Гц по направлению X - продольное (а), по направлению Y - поперечное (б) и по направлению Z - вертикальное (в).

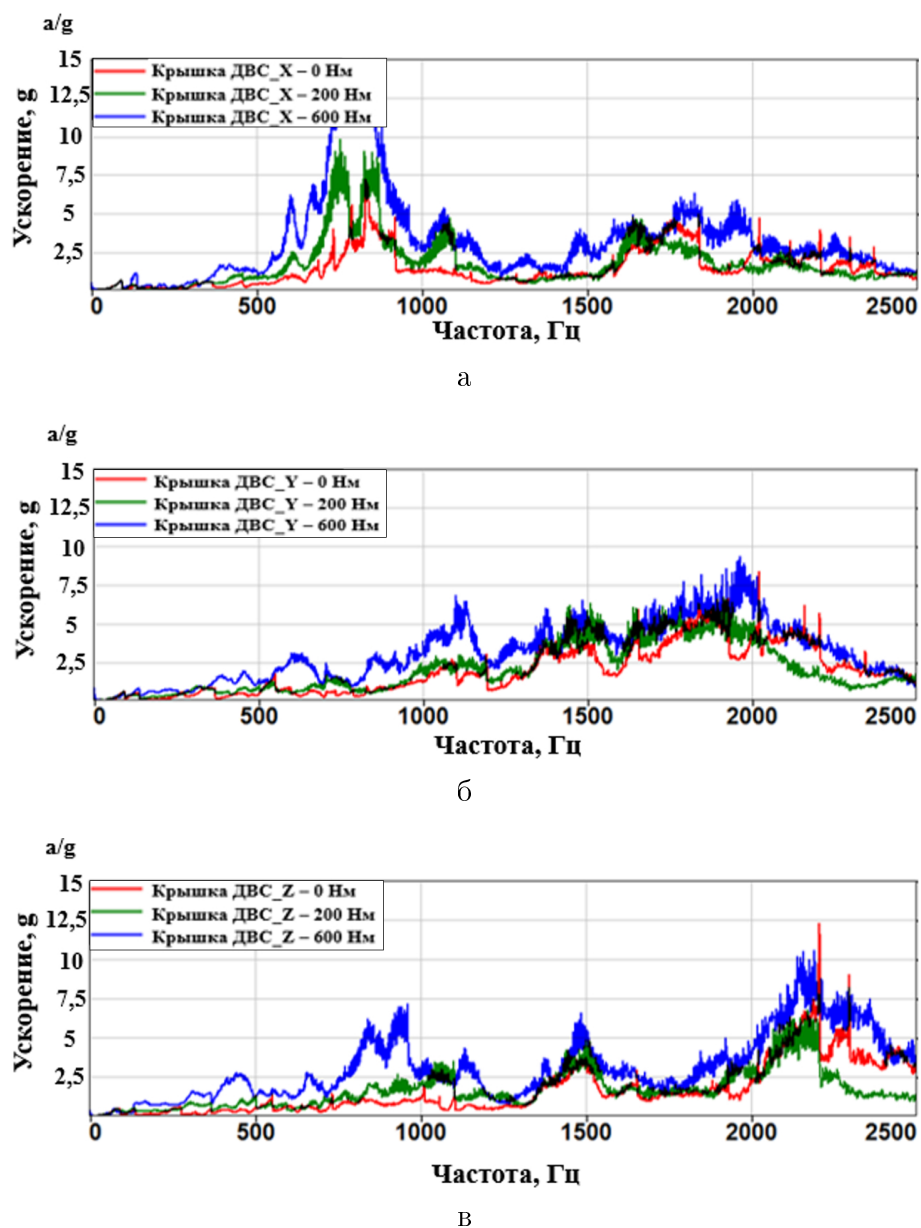


Рис. 21. Результаты экспериментальных исследований уровней виброускорений крышки двигателя по трем направлениям при разных нагрузках

Так как силы, приходящие в точки крепления излучающей поверхности при экспериментальных исследованиях, не известны, то при расчётных исследованиях прикладывалась единичная сила в зависимом узле RBE2 элемента согласно рисунку 22.

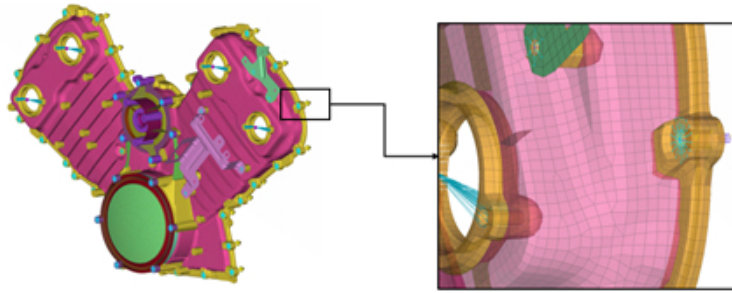


Рис. 22. КЭМ и граничные условия для расчета АЧХ крышки ДВС

Положение узла отклика корпуса крышки ДВС соответствует положению акселерометра. Валидация расчетной модели выполнена с использованием параметрической оптимизации. Целевая функция: минимизация расхождения пиков АЧХ. Проектная переменная: модуль упругости, плотность, жесткость RBUSH элемента. В процессе оптимизации рассмотрены более 270 вариантов. На рисунке 23 приводятся результаты приведения расчетной модели в соответствии с результатами экспериментальных данных по критерию совпадению пиков АЧХ в частотном диапазоне до 2500 Гц по направлению X.

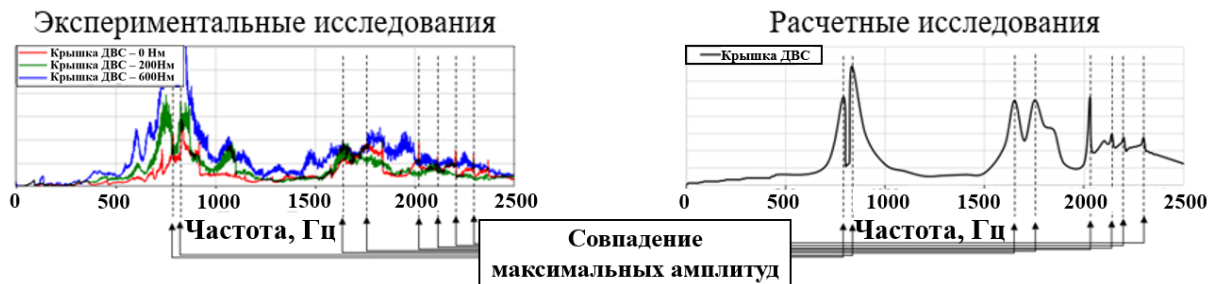


Рис. 23. Сравнение результатов расчетных и экспериментальных исследований по критерию совпадения АЧХ

Зафиксировано совпадение частот максимальных амплитуд (пиков) виброускорений как расчетных, так и экспериментальных исследований в режиме без нагрузки. При нагрузках 200 Нм и 600 Нм наблюдается смещение максимальных амплитуд, связанное, прежде всего, с влиянием установленных на переднюю крышку ДВС навесных механизмов, жгутов, датчиков и др. Для приведения расчетной модели в соответствие с результатами экспериментальных исследований на высоких значениях нагрузок необходимо моделировать эти элементы. Следует отметить, что благодаря уменьшению размерности КЭМ удалось сократить время счета с 26867,854 секунды до 2149,428 секунды, т.е. 12,5 раз. Иллюстрация файла, сгенерированного программой MSC Nastran с временными затратами на счет приведены на рисунке 24.

155	Real:	26867.854 seconds (7:27:47.854)	155	Real:	2149.428 seconds (0:35:49.428)
156	User:	147013.515 seconds (40:50:13.515)	156	User:	147477.546 seconds (40:57:57.546)
157	Sys:	7080.625 seconds (1:58:00.625)	157	Sys:	7041.421 seconds (1:57:21.421)
158	=====		158	=====	

а

б

Рис. 24. Сравнение времени счета, на основе сгенерированного в MSC Nastran файла: а – до уменьшения размерности КЭМ и б – после уменьшения размерности КЭМ

Так как излучение колебательной энергии напрямую зависит от модальных характеристик колебательной системы, далее анализировались модальные характеристики передней крышки ДВС. Исследования модальных характеристик передней крышки двигателя основывается на расчете модальной эффективной массы. Модальная эффективная масса – это мера количества массы, которая участвует в каждой форме. Фактор участия рассчитывается согласно:

$$\Gamma = \{\Phi_{\text{гибк}}\}^T [M] \Phi_{\text{тт}} \{\Phi_{\text{тт}}\}, \quad (2)$$

где $\{\Phi_{\text{гибк}}\}$ – набор гибких форм колебаний;

$\{\Phi_{\text{тт}}\}$ – набор твердотельных форм колебаний.

Факторы участия лучше интерпретируются путем расчета модальной эффективной массы (MEM), которая рассчитывается:

$$MEM = \Gamma \otimes \Gamma, \quad (3)$$

где \otimes указывает почленное умножение.

Более удобный способ просмотра модальной эффективной массы MEM - это процент (MEM%), который рассчитывается по формуле:

$$MEM = \frac{[\Gamma_i \otimes \Gamma_i]}{\left[\{\Phi_{\text{тт}}\}^T [M] \Phi_{\text{тт}} \{\Phi_{\text{тт}}\} \right]_i} \times 100, \quad (4)$$

где i соответствует каждой степени свободы: Tx, Ty, Tz, Rx, Ry или Rz.

На рисунке 25 приведена гистограмма результатов расчетов модальной эффективной массы передней крышки ДВС. А в таблице 1 приведена таблица модальной эффективной массы первых 20 форм колебаний передней крышки ДВС построенная согласно гистограмме.

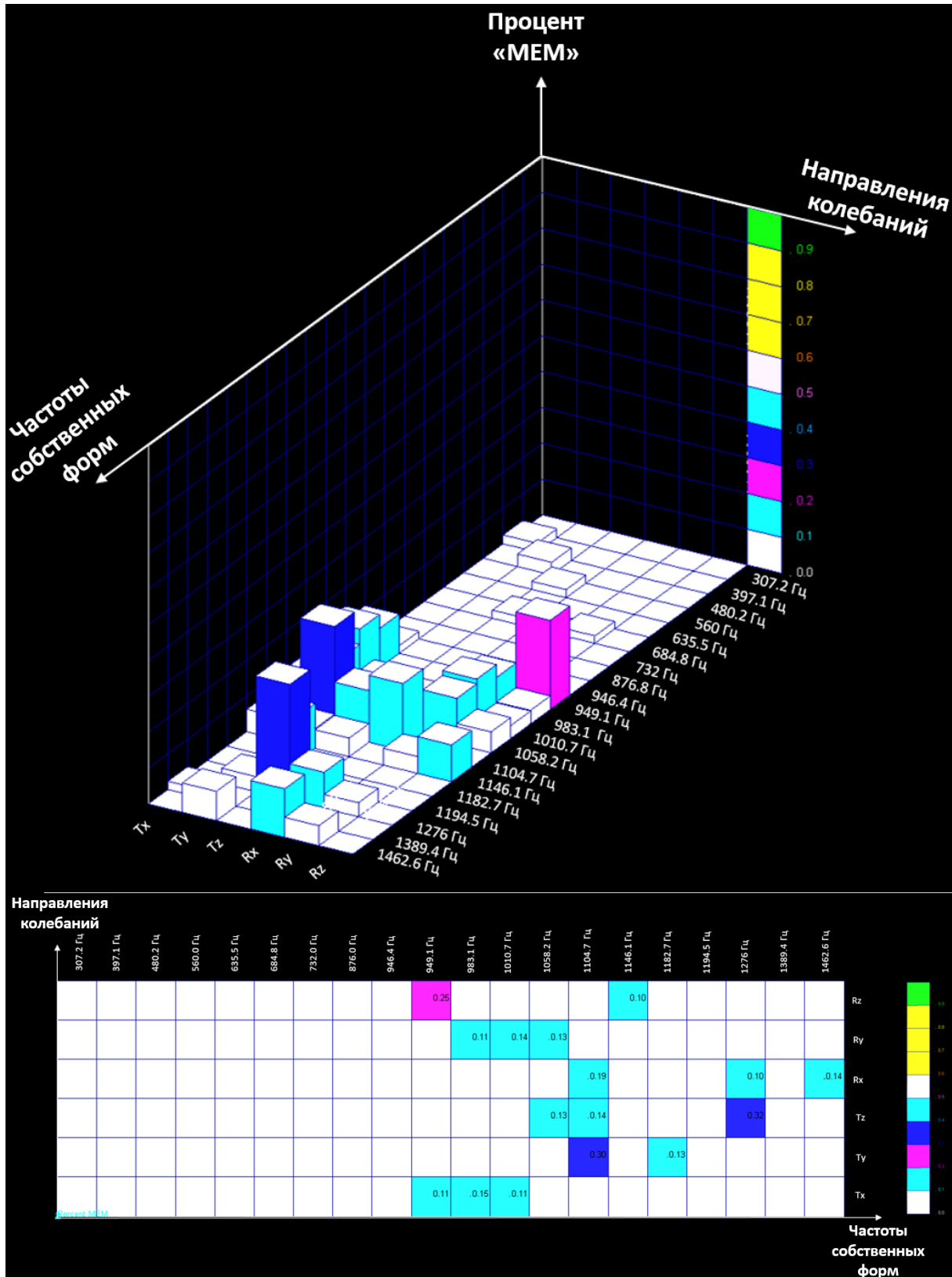


Рис. 25. Гистограмма модальной эффективной массы передней крышки ДВС

Таблица 1

Модальная эффективная масса первых 20 форм колебаний

Форма колебаний	Частота, Гц	Tx	Ty	Tz	Rx	Ry	Rz
1	307,2	0,284	0,037	0,006	0,001	0,001	0,059
2	397,1	2,469	0,054	0,431	0	1,284	0,166
3	480,2	0,353	3,511	0,187	1,322	0,337	0,229
4	560	0,699	0,478	2,251	0,276	0,098	0,057
5	635,5	0,04	0,124	0,013	0	0,002	0
6	684,8	1,779	1,145	2,282	0,131	2,077	0,336
7	732	0,238	0,141	0,419	0,007	0,028	0,125
8	876,8	0,031	0,156	0,509	0,021	0,002	0,043
9	946,4	2,1	1,669	1,933	0,003	0,32	1,403
10	949,1	10,979	1,071	1,964	1,478	3,116	24,907
11	983,1	14,868	1,332	0,975	1,383	10,653	3,787
12	1010,7	10,529	2,036	0,379	1,191	14,242	3,588
13	1058,2	9,701	0,971	12,69	0,17	12,92	5,841
14	1104,7	0,013	30,003	14,448	18,719	0,24	0
15	1146,1	6,271	5,53	5,192	1,802	4,702	10,297
16	1182,7	0,318	12,541	1,576	1,132	0,666	0,106
17	1194,5	0,187	0,442	1,421	1,186	0,292	0,524
18	1276	0,711	4,231	32,334	10,103	3,9	0,868
19	1389,4	2,323	0,34	0,559	1,415	0,475	0,087
20	1462,6	0,625	8,187	0,002	13,546	5,575	0,631
Суммарно		64,519	74	79,57	53,885	60,927	53,055

Максимальные значения модальной эффективной массы не превышают 0,32, соответственно, колебания конструкции передней крышки ДВС происходят как в системе с распределенными параметрами. При увеличении частоты данная тенденция увеличивается. В связи с этим для комплексного анализа с целью улучшения ВА характеристик передней крышки ДВС необходимо конструкцию передней крышки ДВС разделить на отдельные наружные поверхности (зоны), имеющие границы резкого изменения формы, жесткостных и массовых характеристик. На рисунке 26 приводится передняя крышка двигателя с выделенными 3 зонами.

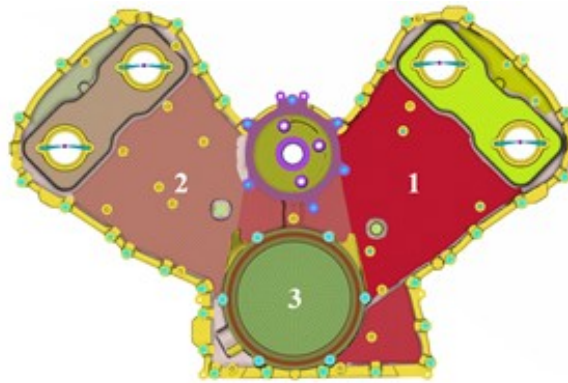


Рис. 26. Общий вид КЭМ для оптимизационных работ с выделенными поверхностями

Соответственно, звуковая мощность, излучаемая отдельной наружной поверхностью, определяется из выражения:

$$W(f) = \sigma(f) \cdot \rho \cdot c \cdot S \cdot \tilde{V}^2(f), \quad (5)$$

где $\sigma(f)$ – коэффициент излучения источника;

$(\rho \cdot c)$ – акустическое сопротивление среды;

S – площадь излучателя;

$\tilde{V}^2(f)$ – квадрат среднего значения виброскорости излучающей поверхности.

Из выражения следует, что для уменьшения акустического излучения от отдельной наружной поверхности необходимо уменьшить значения квадрата виброскорости в рассматриваемом частотном диапазоне.

В этой связи проведена топографическая оптимизация [22], в качестве объекта оптимизации используется модифицированная передняя крышка ДВС (удалены все ребра жесткости исходной модели, тем самым уменьшился вес передней крышки на 23%). Целевой функцией является уменьшение значения виброскорости поверхности № 1 (рисунок 28) в диапазоне частот 5-5000 Гц. Следует отметить, что диапазон исследований выбран 5-5000 Гц в связи с наличием высоких амплитуд звуковых давлений, измеренных передним микрофоном. Результаты топографической оптимизации, а именно положения, глубина и форма выштамповок на поверхности № 1, приведены на рисунке 27. Для исследования влияния внесенных изменений в конструкцию проведены расчётные исследования АЧХ виброскорости (мм/сек) на поверхности № 1 в контрольных точках, приведенных на рисунках 28-30.

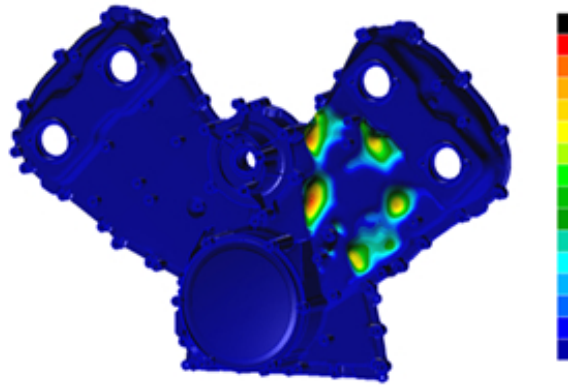


Рис. 27. Оптимизированная поверхность № 1

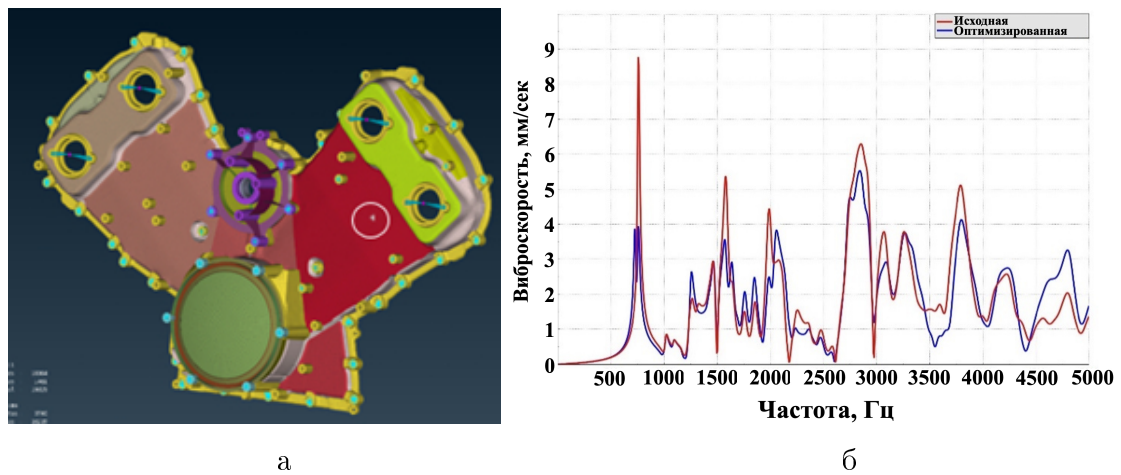


Рис. 28. Положение узла отклика (а) и АЧХ виброскорости данного узла (б)

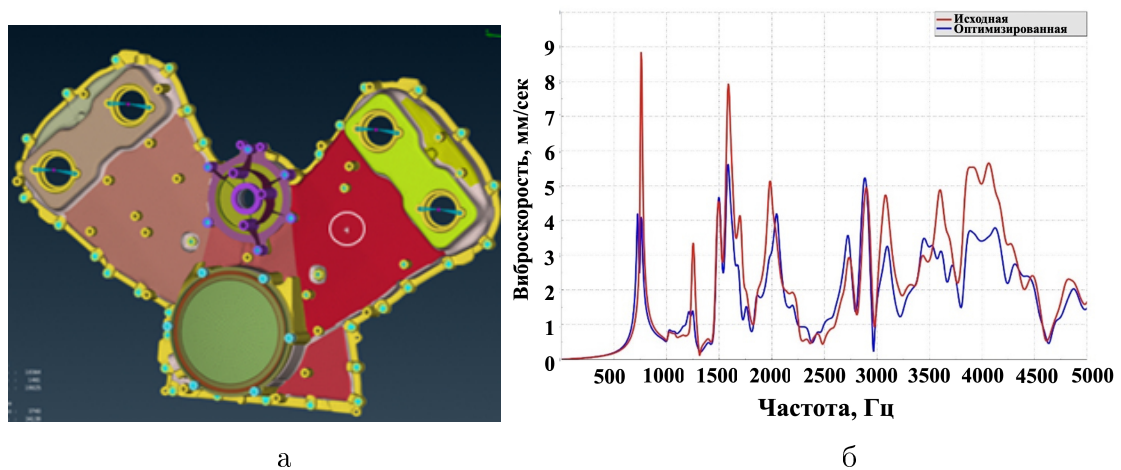


Рис. 29. Положение узла отклика (а) и АЧХ виброскорости данного узла (б)

Анализ рисунков 28 и 29 свидетельствует о снижении амплитуд виброскорости в частотных диапазонах: 5-1000 Гц до 2,5 раз, 1000-3000 Гц до 2 раз и 3000-5000 Гц до 1,5 раза. С целью оценки разработанной конструкции поверхности № 1 на рисунке 32 приведены узлы отклика для поверхности 1 и АЧХ среднеквадратичных значений (СКЗ) приведенных узлов.

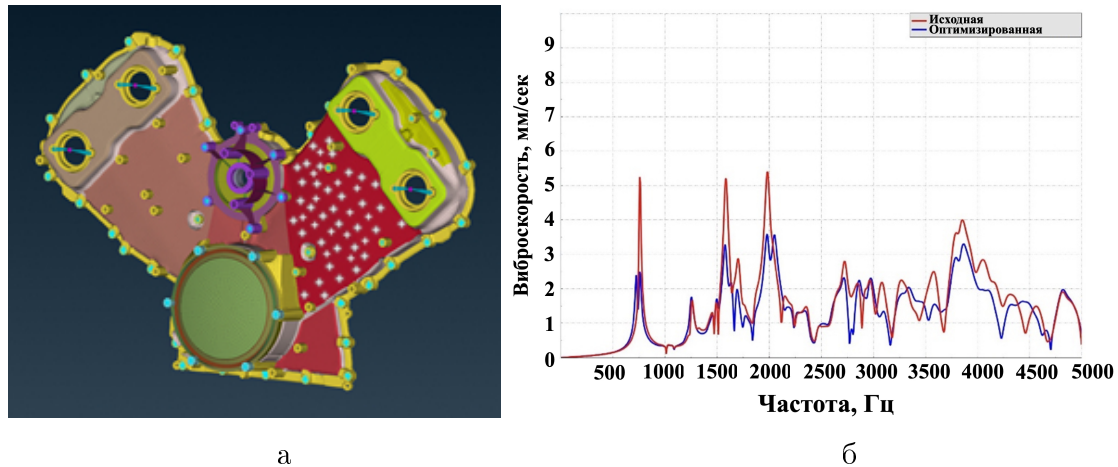


Рис. 30. Положение узлов отклика (а) и АЧХ СКЗ виброскорости данных узлов (б)

На графике (рисунке 30б) приведены АЧХ среднеквадратичные значения рассматриваемых узлов отклика (рисунке 30а), свидетельствующие о снижении амплитуд виброскорости до 2,5 раза во всем частотном диапазоне. Соответственно уменьшено излучение акустической мощности поверхности СА до 6,3 раз.

Улучшение виброакустических характеристик автотранспортных средств посредством достижения необходимых уровней колебательной энергии СА зачастую невозможно выполнить по причине излучения высокоамплитудной акустической энергии. Поэтому проведены исследования ВА характеристик щитка моторного отсека, и по результатам исследований разработаны технические решения, позволяющие улучшить ВА характеристики автотранспортных средств. Тем самым уменьшается передача колебательной энергии от СА.

Исследование ВА характеристик щитка моторного отсека основывается на определении потерь звукопередачи через панель щитка моторного отсека (щиток передка). Щиток передка устанавливается между излучающей (реверберационной) и приемной (безэховой) камерами, объединяющими соединительным окном. На рисунке 31 приводится схема исследования характеристик щитка передка.

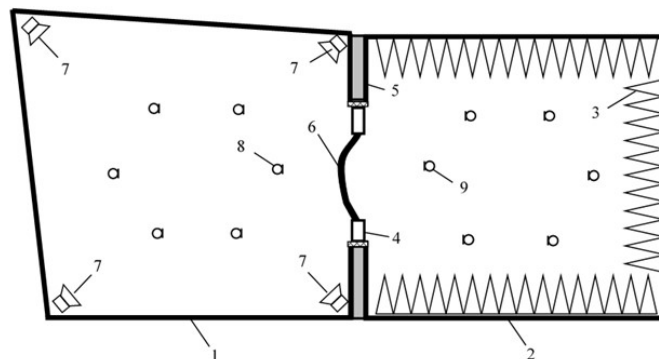


Рис. 31. Схема сообщающихся акустических камер при измерении потерь звукопередачи панели щитка передка: 1 – излучающая камера (реверберационная), 2 – приемная камера (безэховая), 3 – звукопоглощающие элементы, 4 – монтажная рама, 5 – шумоизолирующий модуль соединительного окна, 6 – исследуемый образец панели щитка передка, 7 – громкоговорители, 8, 9 – измерительные микрофоны

Потери звукопередачи определялись путем расчета на основе следующей зависимости, экспериментальных исследований [23]:

$$TL = L_1 - L_2 + 10 \log \frac{ST}{0.16V}, \quad (6)$$

где: L_1 и L_2 – средние уровни звукового давления в излучающей и приемной камерах, дБ;

S – площадь проекции поверхности щитка передка, m^2 ;

T – время реверберации, с;

V – объем приемной камеры, m^3 .

А для расчетного исследования классическая формула расчета ПП:

$$TL = 10 \log_{10} \left(\frac{W_{\text{падающая}}}{W_{\text{прошедшая}}} \right), \quad (7)$$

где $W_{\text{падающая}}$ – акустическая мощность приходящей к исследуемой панели (измеряется со стороны реверберационного излучения);

$W_{\text{прошедшая}}$ – акустическая мощность излучающей поверхности исследуемой панели.

Для исследования и улучшения виброакустических характеристик щитка моторного отсека разработаны две модели, приведенные на рисунке 32. Расчетная модель и граничные условия для исследования ВА характеристик щитка моторного отсека приведены на рисунке 33.

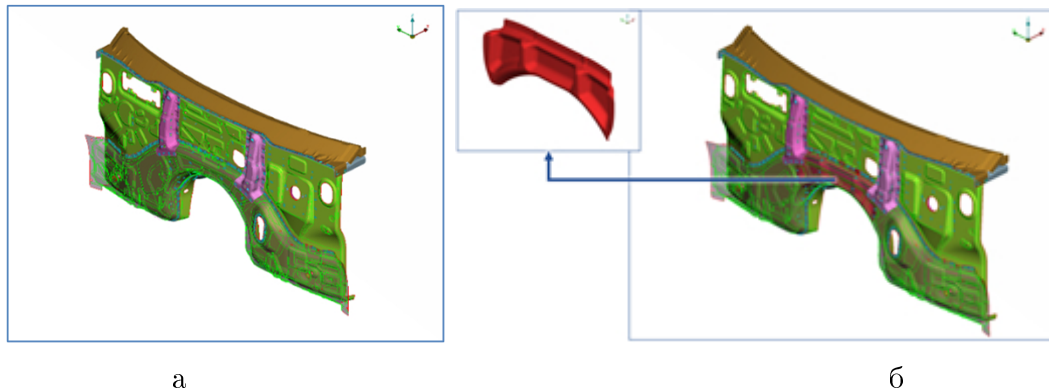


Рис. 32. Щиток моторного отсека (а) с усилителем (б)

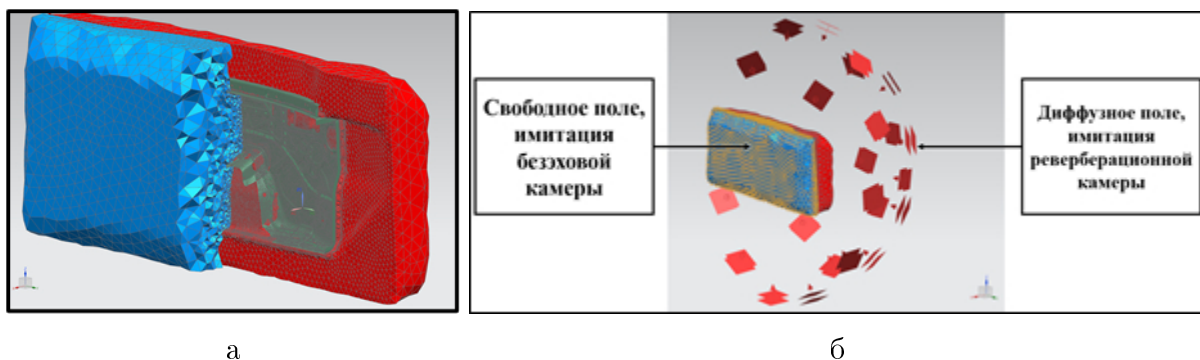


Рис. 33. Расчетная модель (а) и граничные условия (б)

Усилитель щитка моторного отсека разработан и установлен с учетом компоновочных ограничений со стороны моторного отсека. Результаты расчётных

исследований потерь передач (ПП) двух конструкций щитка моторного отсека приведены на рисунке 34.

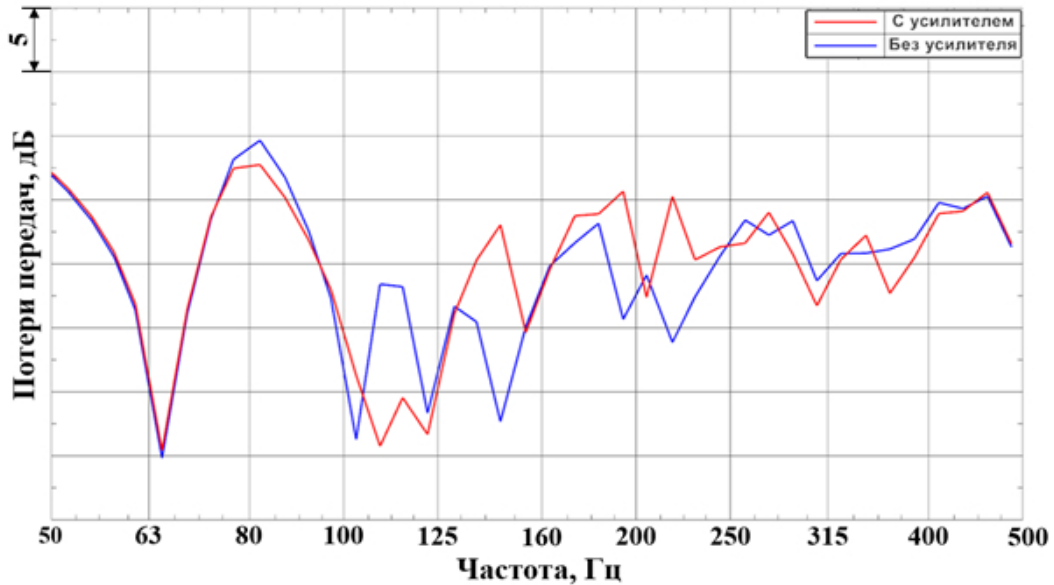


Рис. 34. Результат расчётных исследований ПП двух конструкций щитка моторного отсека

Зафиксировано увеличение амплитуд ПП до 20 дБ в диапазоне частот 92-104 Гц, 130-249 Гц, 255-285 Гц, 325-348 Гц при установке усилителя щитка моторного отсека. Для улучшения ВА характеристик в диапазоне частот, отмеченных выше, рекомендуется использовать усилитель щитка моторного отсека.

Заключение

1. Проведены исследования, позволяющие комплексно исследовать ВА характеристики СА, не только состоящей из любых типов ДВС, АКП, РКП и ЭМ, но и из любых их комбинаций и отдельно взятого компонента, с целью обеспечения необходимых уровней ВА характеристик на основе разработанных новых моделей СА, учитывающих структурные характеристики, полученные по результатам экспериментальных исследований.

2. С целью сокращения времени ЧМ уменьшена размерность КЭ модели СА, благодаря которому время счета уменьшилось на 12,5 раз. Проведены экспериментальные исследования с целью валидации расчетных моделей. Проведена валидация расчетной модели.

3. Определены оптимальные места расположения опор СА, базирующиеся на вычетах точек возбуждения на основе исследования модальных параметров СА и разработки требований к характеристикам опор СА (уменьшение амплитуд виброускорений на 10 дБ на всех режимах по всем направлениям и максимальные перемещения СА менее 10 мм по осям X и Y и не более 2 мм по оси Z);

4. Проведены экспериментальные исследования согласно стандарту SAE J1074 и определены «громкие» излучающие поверхности. Определены модальные характеристики излучающей поверхности ДВС, поверхность разделена на излучающие зоны. Обеспечение необходимых уровней ВА характеристик осуществляется посредством снижения амплитуд виброскорости излучающих поверхностей топографической оптимизации излучающих

зон. Благодаря оптимизации удалось снизить акустическую мощность поверхности СА до 6,3 раз во всем частотном диапазоне.

5. Зафиксировано увеличение амплитуд ПП до 20 дБ в диапазоне частот 92-104 Гц, 130-249 Гц, 255-285 Гц, 325-348 Гц при установке усилителя щитка моторного отсека. Для улучшения ВА характеристик в диапазоне частот, отмеченных выше, рекомендуется использовать усилитель щитка моторного отсека, позволяющий уменьшить передачу колебательной энергии от СА.

Список литературы

1. Yeola, Y., Kharpude, Y., Kalsule, D., Choudhary, A. et al., "NVH Refinement of Small Commercial Vehicle," SAE Technical Paper 2024-26-0219, 2024, <https://doi.org/10.4271/2024-26-0219>.

2. Sell, H., Löcken, F., Kruse, E., Reinauer, A.: Holistic approach to axle NVH assessment and optimization. In: proceedings of chassis.tech 2021, ATZlive, Springer Nature, Wiesbaden, Germany, 2021.

3. Roth, D., Kruse, E.: Dedicated Powertrain Mounting Systems for Electric Vehicles. In: Automotive NVH Comfort Conference, Le Mans, France (2021).

4. Haruyama, S., Choiron, M.A., and Nurhadiyanto, D., "Optimum Design of Laminated Corrugated Metal Gasket Using Computer Simulation," International Journal of Integrated Engineering 11, no. 5 (2019): 29-34.

5. Singh, A.P., Kumar, V., and Garg, A.K., "Powertrain NVH CAE Predictions with Gasket Consideration," SAE Technical Paper 2023-01-0423, 2023, doi:10.4271/2023-01-0423.

6. Drichel P, Wischmann S, Berroth J et al (2019) Modellierungsmethodik zur multiaxialen Abbildung des höherfrequenten Übertragungsverhaltens von Elastomerlagern in der NVH-Systemsimulation. In: Jacobs G (ed) 2019 – Antriebstechnisches Kolloquium, 1st edn. Books on Demand, Norderstedt.

7. Jaeger M, Drichel P, Schröder M et al (2020) Die Kopplung elektrotechnischer und strukturdynamischer Domänen zu einem NVHSystemmodell eines elektrischen Antriebsstrangs. Elektrotech Inftech 137:258–265. <https://doi.org/10.1007/s00502-020-00802-z>.

8. Jaeger M, Drichel P, Müller-Giebeler M et al (2020) Erweiterung NVH Simulationsmodell: Erweiterung der Simulationsmöglichkeiten für maschinenakustische Untersuchungen an E-Motive-Antrieben im Kontext zur Fahrzeugstruktur, Heft 1370.

9. Jacobs G, Konrad C, Berroth JK et al (2022) Function-oriented model-based product development. In: Krause D, Heyden E (eds) Design methodology for future products. Springer, Cham, pp 243–263.

10. Jagla PK, Jacobs G, Siebrecht J et al (2021) Using SysML to support impact analysis on structural dynamics simulation models. Procedia CIRP 100:91–96. <https://doi.org/10.1016/j.procir.2021.05.015>

11. Тольский В.Е., Латышев Г.В. Корчемный Л.В., Минкин Л.М., Колебания СА автомобиля. М.: Машиностроение, 1976, 264 с.

12. Васильев Б.С. Методы снижения шума двигателей № 4(6) декабрь 2015 ЭЛЕКТРОННЫЙ НАУЧНЫЙ ЖУРНАЛ АВТОМОБИЛЬ • ДОРОГА • ИНФРАСТРУКТУРА, https://www.adi-madi.ru/madi/article/viewFile/188/pdf_121

13. Тольский В.Е., Латышев Г.В. Корчемный Л.В., Минкин Л.М., Колебания СА автомобиля. М.: Машиностроение, 1976, 264 с.

14. Латышев Г.В., Минкин Л.М., Тольский В.Е. Метод расчета колебаний СА автомобиля, возникающих от воздействия дорожных неровностей // Сборник научных трудов НАМИ. М.: 1973г, выпуск 145.

15. Jesper Schwartz. Electric motor installation for improved vehicle noise characteristics. Master Thesis. Lund University, 2014, 84 p.
16. Troth, C., An Alternative Mounting System Concept for Improved NVH for a 3-Cylinder Power Train // Published February 24, 2021 by SAE International in US
17. Cai B., Shangguan W.B., Lü H. An efficient analysis and optimization method for powertrain mounting systems involving interval uncertainty // Proc Instit Mech Eng Part D: J Autom Eng 234(5), 2019:1318–1329
18. Ansys: official site. URL: <https://www.ansys.com/fr-fr/blog/what-is-automotive-nvh> (дата обращения 01.04.2024)
19. Rakhmatov R. Research to improve powertrain noise, vibration and harshness characteristics / Krutolapov V., Galevko V., Gaslov S., Bokarev A., Butuzov D. / AKUSTIKA, VOLUME 41 / November 2021. DOI: 10.36336/akustika202141119.
20. Rakhmatov R.I. Studies of modal characteristics aimed at comprehensive validation of a calculation model by the example of a modern vehicle body / R.I. Rakhmatov, V.V. Tremyasov, A.P. Likeev, I.V. Malkin, A.V. Kazakov, A.O. Kuzmin // Trudy NAMI. 2023;(3):6-32. (In Russ.) <https://doi.org/10.51187/0135-3152-2023-3-6-32>.
21. Kientzy, Donald; Richardson, Mark; and Blakely, Ken, Using Finite Element Data to Set Up Modal Tests // Journal Sound and Vibration, June, 1989, pp 16-23.
22. MSC Nastran 2021 Design Sensitivity and Optimization User's Guide.
23. Фесина, М.И. Автомобильные акустические материалы. Проектирование и исследование низкошумных конструкций автотранспортных средств : монография. В 2 ч. / М.И. Фесина [и др.]. – Тольятти : ТГУ, 2010. – Ч. 1. –304 с.

References

1. Yeola, Y., Kharpude, Y., Kalsule, D., Choudhary, A. et al., "NVH Refinement of Small Commercial Vehicle," SAE Technical Paper 2024-26-0219, 2024, <https://doi.org/10.4271/2024-26-0219>.
2. Sell, H., Löcken, F., Kruse, E., Reinauer, A.: Holistic approach to axle NVH assessment and optimization. In: proceedings of chassis.tech 2021, ATZlive, Springer Nature, Wiesbaden, Germany, 2021.
3. Roth, D., Kruse, E.: Dedicated Powertrain Mounting Systems for Electric Vehicles. In: Automotive NVH Comfort Conference, Le Mans, France (2021).
4. Haruyama, S., Chiron, M.A., and Nurhadiyanto, D., "Optimum Design of Laminated Corrugated Metal Gasket Using Computer Simulation," International Journal of Integrated Engineering 11, no. 5 (2019): 29-34.
5. Singh, A.P., Kumar, V., and Garg, A.K., "Powertrain NVH CAE Predictions with Gasket Consideration," SAE Technical Paper 2023-01-0423, 2023, doi:10.4271/2023-01-0423.
6. Drichel P, Wischmann S, Berroth J et al (2019) Modellierungsmethodik zur multiaxialen Abbildung des höherfrequenten Übertragungsverhaltens von Elastomerlagern in der NVH-Systemsimulation. In: Jacobs G (ed) 2019 – Antriebstechnisches Kolloquium, 1st edn. Books on Demand, Norderstedt.
7. Jaeger M, Drichel P, Schröder M et al (2020) Die Kopplung elektrotechnischer und strukturdynamischer Domänen zu einem NVH-Systemmodell eines elektrischen Antriebsstrangs. Elektrotech Inftech 137:258–265. <https://doi.org/10.1007/s00502-020-00802-z>.
8. Jaeger M, Drichel P, Müller-Giebeler M et al (2020) Erweiterung NVH

Simulationsmodell: Erweiterung der Simulationsmöglichkeiten für maschinenakustische Untersuchungen an E-Motive-Antrieben im Kontext zur Fahrzeugstruktur, Heft 1370.

9. Jacobs G, Konrad C, Berroth JK et al (2022) Function-oriented model-based product development. In: Krause D, Heyden E (eds) Design methodology for future products. Springer, Cham, pp 243–263.

10. Jagla PK, Jacobs G, Siebrecht J et al (2021) Using SysML to support impact analysis on structural dynamics simulation models. *Procedia CIRP* 100:91–96. <https://doi.org/10.1016/j.procir.2021.05.015>

11. Tolsky V.E., Latyshev G.V., Korchemny L.V., Minkin L.M., Car SA vibrations. M.: Mashinostroenie, 1976, 264 p.

12. Vasiliev B.S. Methods to Reduce Engine Noise No. 4(6) December 2015 ELECTRONIC SCIENTIFIC JOURNAL AUTOMOBILE • ROAD • INFRASTRUCTURE, https://www.adi-madi.ru/madi/article/viewFile/188/pdf_121

13. Tolskiy V.E., Latyshev G.V., Korchemny L.V., Minkin L.M., Car SA oscillations. Moscow: Mashinostroenie, 1976, 264 p.

14. Latyshev G.V., Minkin L.M., Tolsky V.E. Calculation method of the car SA vibrations arising from the impact of road irregularities // Collection of scientific papers of NAMI. Moscow: 1973, issue 145.

15. Jesper Schwartz. Electric motor installation for improved vehicle noise characteristics. Master Thesis. Lund University, 2014, 84 p.

16. Troth, C., An Alternative Mounting System Concept for Improved NVH for a 3-Cylinder Power Train // Published February 24, 2021 by SAE International in US

17. Cai B., Shangguan W.B., Lü H. An efficient analysis and optimization method for powertrain mounting systems involving interval uncertainty // *Proc Instit Mech Eng Part D: J Autom Eng* 234(5), 2019:1318–1329

18. Ansys: official site. URL: <https://www.ansys.com/fr-fr/blog/what-is-automotive-nvh> (дата обращения 01.04.2024)

19. Rakhmatov R. Research to improve powertrain noise, vibration and harshness characteristics / Krutolapov V., Galevko V., Gaslov S., Bokarev A., Butuzov D./ *AKUSTIKA*, VOLUME 41 / November 2021. DOI: 10.36336/akustika202141119.

20. Rakhmatov R.I. Studies of modal characteristics aimed at comprehensive validation of a calculation model by the example of a modern vehicle body / R.I. Rakhmatov, V.V. Tremyasov, A.P. Likeev, I.V. Malkin, A.V. Kazakov, A.O. Kuzmin // *Trudy NAMI*. 2023;(3):6-32. (In Russ.) <https://doi.org/10.51187/0135-3152-2023-3-6-32>.

21. Kientzy, Donald; Richardson, Mark; and Blakely, Ken, Using Finite Element Data to Set Up Modal Tests // *Journal Sound and Vibration*, June, 1989, pp 16-23.

22. MSC Nastran 2021 Design Sensitivity and Optimization User's Guide.

23. Fesina, M.I. Automotive acoustic materials. Design and research of low-noise constructions of motor transport vehicles: a monograph. In 2 parts / M.I. Fesina [et al]. - Togliatti : TSU, 2010. - P. 1. -304 pp.

УДК: 534.6
OECD: 1.03 AA

Характер снижения авиационного шума с увеличением расстояния до летательного аппарата

Фиев К.П.^{1*}, Иванов Н.И.², Тюрина Н.В.³

¹Старший преподаватель, ^{2,3}Профессор, д.т.н.

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

Аннотация

Представлены результаты экспериментальных исследований авиационного шума. Проанализирован характер снижения уровней звука (УЗ) в момент разбега летательного аппарата (ЛА) по взлетно-посадочной полосе (ВПП) с удвоением расстояния от ЛА в пределах 100–800 м. Рассмотрены особенности затухания авиационного шума при пролете ЛА над жилой застройкой, расположенной в пределах 5–25 км от аэропорта. Установлено, что уменьшение УЗ при увеличении расстояния от ВПП в границах аэропортов определяется в основном дивергенцией звука, которая носит сложный характер.

Установлено снижение УЗ на 3 дБА (характерное для цилиндрической звуковой волны) при удвоении расстояния от ЛА до точки измерения (ТИ), расположенной на расстоянии от 100 до 200 м; снижение УЗ на 4–5 дБА при удвоении расстояния с 200 до 400 м (квазицилиндрический фронт звуковой волны); снижение УЗ на 6–7 дБА при увеличении расстояния от ЛА до ТИ с 400 до 800 м (характерное для сферической звуковой волны).

Представлены результаты натурных замеров шума летательных аппаратов в границах санитарно-защитных зон аэропортов и на более значительных расстояниях. В ряде случаев установлено превышение максимальных УЗ, измеренных в ночное время, до 5 дБА над допустимыми санитарными нормами для территории жилой застройки, в частности, при расположении точек измерения на территории жилой застройки, находящейся на расстоянии до 25 км от аэропорта, в ночное время при пролете ЛА зафиксированы максимальные УЗ в диапазоне 60–65 дБА.

Ключевые слова: уровень звука, авиационный шум, аэропорт, летательный аппарат, взлетно-посадочная полоса.

The nature of aviation noise reduction with increasing distance from an aircraft

Fiev K.P.^{1*}, Ivanov N.I.², Tyurina N.V.³

¹Senior Lecturer, ^{2,3} Professor

^{1,2,3}Department of Ecology and Industrial Safety, Baltic State Technical University 'VOENMEH',
St. Petersburg, Russia

Abstract

Results of experimental studies of aircraft noise are presented. The nature of sound levels decrease emitted during the aircraft's takeoff with a doubling of the distance from the aircraft within 100–800 m is analyzed. Aircraft noise levels measured in residential areas located within 5–25 km from the airport are considered. It has been found that noise decrease within the boundaries of airports is mainly determined by sound divergence, which is complex in nature. Noise decrease by 3 dBA with distance doubling (characteristic for a cylindrical sound wave) was found when the distance from the aircraft to the measuring point is in the range of 100 to 200 meters; noise decrease by 4–5 dBA is found when the distance was doubled from 200 to 400

*E-mail: fkp@iakbarier.ru (Фиев К.П.)

meters (quasi-cylindrical sound wave); noise decrease by 6-7 dBA is measured when distance increases from 400 to 800 meters (what corresponds to a spherical sound wave propagation). Aircraft noise full-scale measurement results within sanitary protection zones of several airports and at the longer distances are presented. In some cases, aircraft maximal noise levels measured at night time exceed permissible levels for residential areas by 5 dBA. In particular, maximal noise levels in the range of 60-65 dBA were measured at night time in residential areas located at a distance up to 25 km from an airport.

Keywords: sound level, aviation noise, airport, aircraft, runway.

Введение

Проблеме снижения авиационного шума посвящен ряд исследований [1-8], содержащих, в том числе, анализ влияния расстояния от летательного аппарата (ЛА) на шум в расчетной точке (РТ). В большинстве исследований ЛА рассматривается как точечный источник шума, при удвоении расстояния, от которого фиксируется снижение уровня звука (УЗ) на 6 дБА. Авторы обращают внимание на роль молекулярного затухания в рассматриваемых процессах, но представленные выводы, на наш взгляд, выглядят неоднозначно. С целью анализа закономерностей снижения шума с расстоянием и уточнения природы затухания авиационного шума проведены экспериментальные исследования.

1. Характер затухания авиационного шума с увеличением расстояния до летального аппарата в пределах аэропорта

Для получения закономерностей снижения шума при увеличении расстояния от ЛА до точки наблюдения проведены 2 этапа измерений. На первом этапе изучались закономерности снижения эквивалентных и максимальных УЗ в процессе разбега самолёта по ВПП и на этапе взлёта. Измерения в рамках первого этапа проводились в пределах аэропорта вблизи ВПП (на расстояниях менее 1 км от ЛА) и их основной целью было определить характер изменения фронта звуковой волны при разбеге ЛА по ВПП, а также характер изменения шума в ТН при отрыве ЛА от ВПП.

На втором этапе изучались закономерности и механизм снижения шума на расстояниях более 5 км от аэропорта с целью определения предела слышимости отдельного ЛА при удалении от аэропорта.

Изучение закономерностей изменения звукового поля проводилось в аэропорту «Пулково» вблизи ВПП по схеме, приведенной на рисунках 1 и 2.

Всего для измерений шума были выбраны 4 точки, расположенные в перпендикулярном к ВПП направлении, ось точек измерения (ТИ) располагалась примерно в середине ВПП. Самая близкая к ВПП точка измерения была расположена на расстоянии 100 м от ВПП, а остальные 3 точки располагались на удвоенных расстояниях каждая (соответственно на 200, 400 и 800 м от ВПП). Всего выполнено восемь серий измерений.

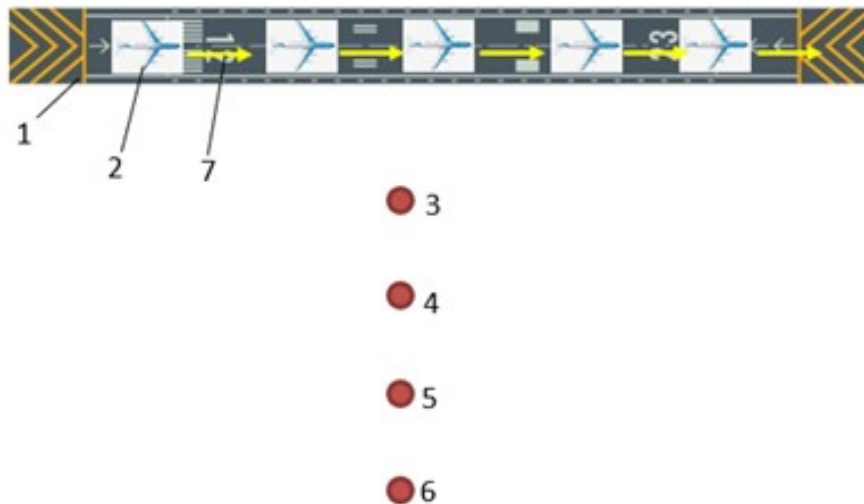


Рис. 1. Схема измерения эквивалентных и максимальных УЗ при удалении от ВПП: 1 – ВПП, 2 – ЛА, 3 – точка измерений (ТИ 1) на расстоянии 100 м от ВПП, 4 – ТИ 2 (200 м), 5 – ТИ 3 (400 м), 6 – ТИ 4 (800 м), 7 – направление движения ЛА



Рис. 2. Схема измерения уровней звука при удалении от ВПП (3,4,5,6 – точки измерений)

Результаты измерений для восьми ЛА и анализ закономерностей снижения шума с расстоянием от ЛА при разбеге по ВПП и взлете приведены в таблице 1. Обработка полученных результатов показала, что распространение авиационного шума носит сложный характер (Рис. 3).

Таблица 1

Значения эквивалентных и максимальных УЗ в зависимости от удаления от ЛА

Номера испытываемых ЛА	Расстояние от ЛА (ВПП), м	Уровни звука, дБА	
		Эквивалентные	Максимальные
1	100	78	86
	200	75	83
	400	70	79
	800	64	74
2	100	80	88
	200	77	86
	400	73	81
	800	67	76
3	100	75	82
	200	72	79
	400	67	74
	800	60	68
4	100	79	89
	200	75	86
	400	70	81
	800	63	76
5	100	80	88
	200	77	84
	400	72	79
	800	66	73
6	100	79	87
	200	75	84
	400	70	80
	800	63	73
7	100	78	88
	200	75	86
	400	71	82
	800	66	76
8	100	76	87
	200	73	84
	400	69	80
	800	64	75

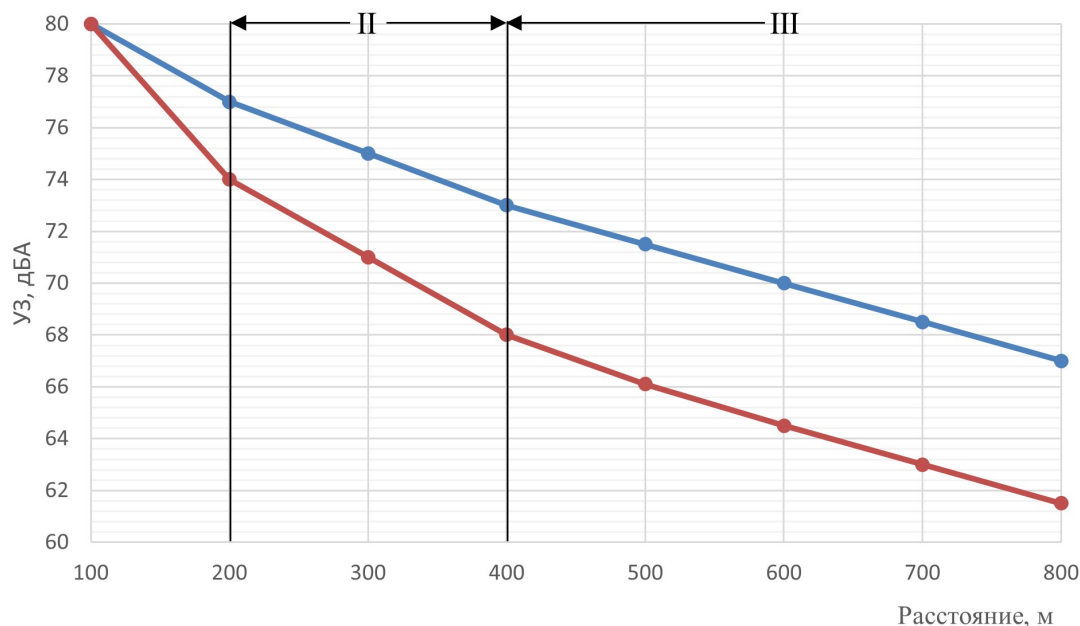


Рис. 3. Характер снижения УЗ, дБА с увеличением расстояния до ВПП: 1 – эксперимент; 2 – расчет (источник шума ЛА принят точечным излучателем звука); I – участок экспериментальной кривой, где фронт звуковой волны цилиндрический (снижение УЗ на 3 дБА); II – участок экспериментальной кривой, где фронт звуковой волны квазицилиндрический (снижение УЗ на 4-5 дБА); III – участок экспериментальной кривой, где фронт звуковой волны сферический (снижение УЗ на 6-7 дБА)

Отмечается снижение УЗ на 3 дБА при первом удвоении (от 100 до 200 м), снижение на 4-5 дБА при втором удвоении (от 200 до 400 м) и 6-7 дБА при третьем удвоении (от 400 до 800 м). Таким образом, фронт звуковой волны ИШ меняется от цилиндрического к квазицилиндрическому, а затем к сферическому, и эта закономерность прослеживается как для эквивалентных, так и для максимальных УЗ. Это означает, что при расчётах снижения шума для объектов, расположенных вблизи ВПП, необходимо источник шума (летательный аппарат) в процессе разбега по ВПП принимать линейным источником шума на расстояниях до 500 м.

На основании анализа полученных экспериментальных данных сделан вывод о том, что при разбеге ЛА в процессе шумообразования, кроме самого летательного аппарата, участвует и ВПП, являясь вторичным источником звука. Учитывая высокую скорость разбега ЛА при взлете, фиксируется отражение звука от ВПП значительной длины. Таким образом, фронт звуковой волны формируется сложным излучателем, состоящим из ЛА и ВПП, который близок к цилиндрическому.

2. Снижение авиационного шума с увеличением расстояния от аэропорта до жилой застройки

На втором этапе экспериментальных исследований были выполнены измерения шума ЛА, вылетевших из в нескольких аэропортов («Домодедово», «Пулково», «Анапа»). Точки измерений выбирались достаточно произвольно в городах Москва, Санкт-Петербург, Анапа, в Московской и Ленинградской областях. С целью получения достоверных результатов количество измерений составило более 500. При измерениях фиксировалось удаление измеряемого ЛА от аэропорта, которое находилось в пределах от 5 до 25 км. Измеряемые характеристики на обоих этапах: эквивалентные и максимальные УЗ, дБА.

В связи с меняющейся интенсивностью полетов в течение суток (дневного и ночного времени), дней недели, месяцев года наиболее объективными и достоверными для оценки являются эквивалентные уровни звука, полученные прямыми измерениями акустических событий (пролетов ВС) за вышеуказанные периоды (например, день/ночь, месяц, год) системами мониторинга авиационного шума.

Измерения были выполнены в соответствии с разработанной авторами методикой измерения авиационного шума [10, 11].

Результаты измерений эквивалентного и максимального УЗ для нескольких аэропортов приведены в таблице 2. Исследования были проведены в 20 населённых пунктах (в д. Низино измерения проводились только в ночное время). При этом были указаны марки самолётов и вертолётов (ЛА), которые осуществляли полёты над каждым населённым пунктом. В таблице 3 приведены усреднённые данные по ЛА.

Таблица 2

Результаты измерения уровней звука на прилегающих к аэропортам селитебных территориях

Населенный пункт	Расстояние до аэропорта, км	УЗ, дБА				Описание ЛА
		День		Ночь		
		Экв.	Макс.	Экв.	Макс.	
Москва и Московская область, Домодедово						
Гостиничный комплекс «Орловский», д. Орлово	15,33	49-51	68-70	45	60-62	Авиатранспорт различных компаний (российских и зарубежных), аэропорта Домодедово
Санкт-Петербург и Ленинградская область, Пулково						
д. Низино	2,05	-	-	51	50-75	B73H, AT72, A320, DH8D, A319, CL30, E170, B744, B736, CRL2, B752
Санкт-Петербург, пересечение ул. летчика Пилютова и пр. Народного Ополчения	5,85	57-62	55-80	46-60	50-80	GALX, GLF5, LJ60, AN24, CRJ2, A320, A321, E170, CRJ1, A319, B735, B738, B773, B73H, B73W, DH8D, C56X, B77L, D73G, F900, CL30, T204, B772
Санкт-Петербург, ул. Краснопутиловская	6,49	51-60	69-72	-	-	Ми-8, Eurocopter AS-355N

Санкт-Петербург, улица Партизана Германа	6,72	53-63	50-80	48-60	55-80	CRJ2, A319, A320, A321, E170, B735, B752, B773, B73W, BE40, B763, GALX, GLF5, LJ60; B73H, AN24, F900, E190, CL30, B77L, E145, C25A, YK42, A333, T204, SU95, F100, CL60
п. Шушары	6,76	55-63	60-80	49-59	50-80	A321, CRJ2; A319, A320, B736, B773, B73H, B772, CRJ2, FA7X; E170, LJ30, B73W, E190, F900, B73H, C56X, F100, C25B, A333, DH8D
Санкт-Петербург, Петербургское шоссе	7,67	54-55	50-70	49-57	65-80	A320, A321, CRJ2; A319, B736, B773, B74H, B772 FAS8X, B73H, B738, A148, FA7X, YK42
Санкт-Петербург, МО Горелово, 4-я линия	8,34	49-57	45-75	49-57	45-75	A321, CRJ2; A319, A320, B736, B773, B73H, B772, CRJ2, FA7X; E170, C56X, DH8D, B777, E190, F900, GLF5, B77L
Санкт-Петербург, гаражный комплекс «Дружба»	9	55-63	50-80	54-59	55-80	CRJ2, A319, A321, B73W, B735, E170, B752, B773, BE40, E190, A321, B763, C56X, B77L, DH8D, B73G, G150
п. Новоселье	10,65	56-62	50-75	50	40-70	E135, CRJ2, A319, A320, B738, E145, B728, B735, B73H, CL60, AN24, CL30, FA7X, SU95, GLF6
Санкт-Петербург, Волхонское шоссе	10,7	54-58	50-75	55-56	55-80	CRJ2, B73W, B735, E170; A319, B773; B752, BE40; E190, A320, A321, B763, GALX, GLF5, LJ60, AN4, DH8D, B77W, C56X, B73H, B77L; YK42, GLEX, F100, CLF4

г. Пушкин	12,27	47-55	50-80	43-52	40-70	A319, A320, A321, B773, B772, CRJ2; B73H, FA7X, E170, B738, B736, B735
п. Ленсоветовский	12,35	51-56	50-75	44-52	50-70	A320, A321, CRJ2; B772, A319, B773, FA7X, B73H, LJ30, B77W, A148, FA7X
п. Стрельна	13,84	56-61	50-70	49-54	60-75	A319, A320, A321, FA7X, CRJ2, SU95, E145, GLF6, B738, B735, E135, B73H, CL60, AN24, CL30, B77W, A333, E190. B744, E170
Ленинградская область, д. Верхняя Колония	14,35	51-53	45-70	50	60-70	CL60, CRJ2, FA7X, A319, CL30, GLF6, A320, AN24, SU95, E145, A321, B735, E135, B73H, B77W, A333, AT72, F900
д. Ольгино	19,60	51	50-70	48-53	50-75	A319, A321, B73W, AT72, B73H, B735, E175, B73G, E135, CRJ2, CL30, 195
г. Колпино	20,26	47-57	50-75	50-52	50-70	A319, A321, E190, E170, CL60, E135, A320, CRJ2, CL35, GLEX, B733, CRJ2, B735, B73H, A333, F2TH, E190
Санкт-Петербург, г. Петергоф	23,18	49-56	50-70	45-52	40-72	A319, A320, A321, E135, B73H, GLF6, B738, CL30, SU95, E145, B735, CL60, E135, AT72
п. Красный бор	25,45	49	40-70	43	45-55	A319, CRJ2, F73H, B735, H25B, B735, CRJ2, SU95, E190, AN26, PRM1, E170, F2TH, A319, GLEX, A321 B738, A321, A320, E195, CRJ1, AT72, E135

Сводные данные по результатам измерений уровней шума летательных аппаратов на расстоянии от 5 до 25 км от аэропортов представлены на рисунках 4–7. При оценке акустической обстановки на селитебной территории учтены нормативные требования по

ГОСТ 22283-2014 [12] и СанПиН 1.2.3685-21 [13].

Согласно представленным графикам в дневное время суток по эквивалентному уровню звука превышения над нормами по ГОСТ 22283-2014 [12] и СанПиН 1.2.3685-21 [13] на селитебной территории наблюдаются в 94% случаев при измерениях на расстоянии от 5 до 25 км от аэропортов. Максимальные уровни звука в дневное время суток в 95% случаев удовлетворяют требованиям нормативных документов.

В ночное время суток превышения по эквивалентному уровню звука на селитебной территории по ГОСТ 22283 – 2014 [12] и СанПиН 1.2.3685 – 21 [13] наблюдаются в 84% случаев, максимальных уровней звука в 26% и 52% случаев, соответственно.

Рассмотрим более подробно данные, представленные на рисунках 4 – 7. Можно предположить, что на заметных расстояниях от аэропорта фронт звуковой волны приближается к плоскому, а процессы уменьшения шума с расстоянием определяются только молекулярным затуханием. Косвенно это подтверждает большой разброс результатов на каждом графике: молекулярное затухание зависит не только от расстояния, но и от температуры, влажности воздуха, скорости и направления движения воздушных потоков и прочего, что приводило к существенной неопределённости результатов.

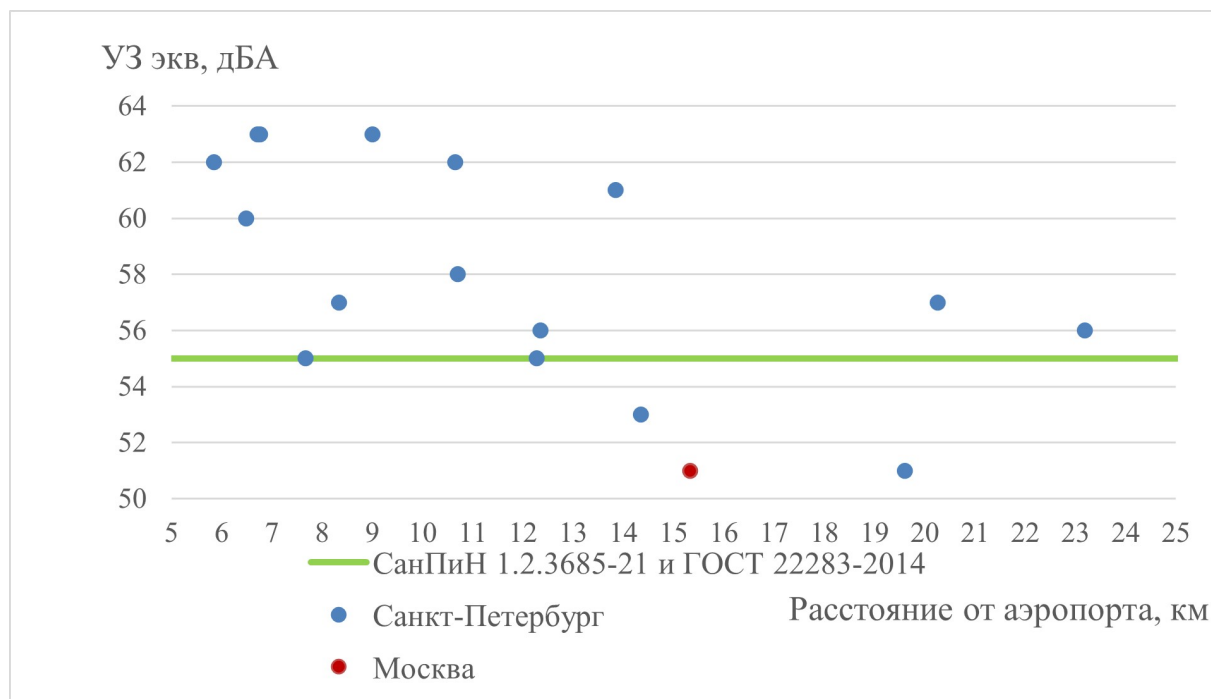


Рис. 4. Измеренные эквивалентные уровни звука в дневное время суток на различном расстоянии от аэропортов и нормативное значение эквивалентного уровня звука

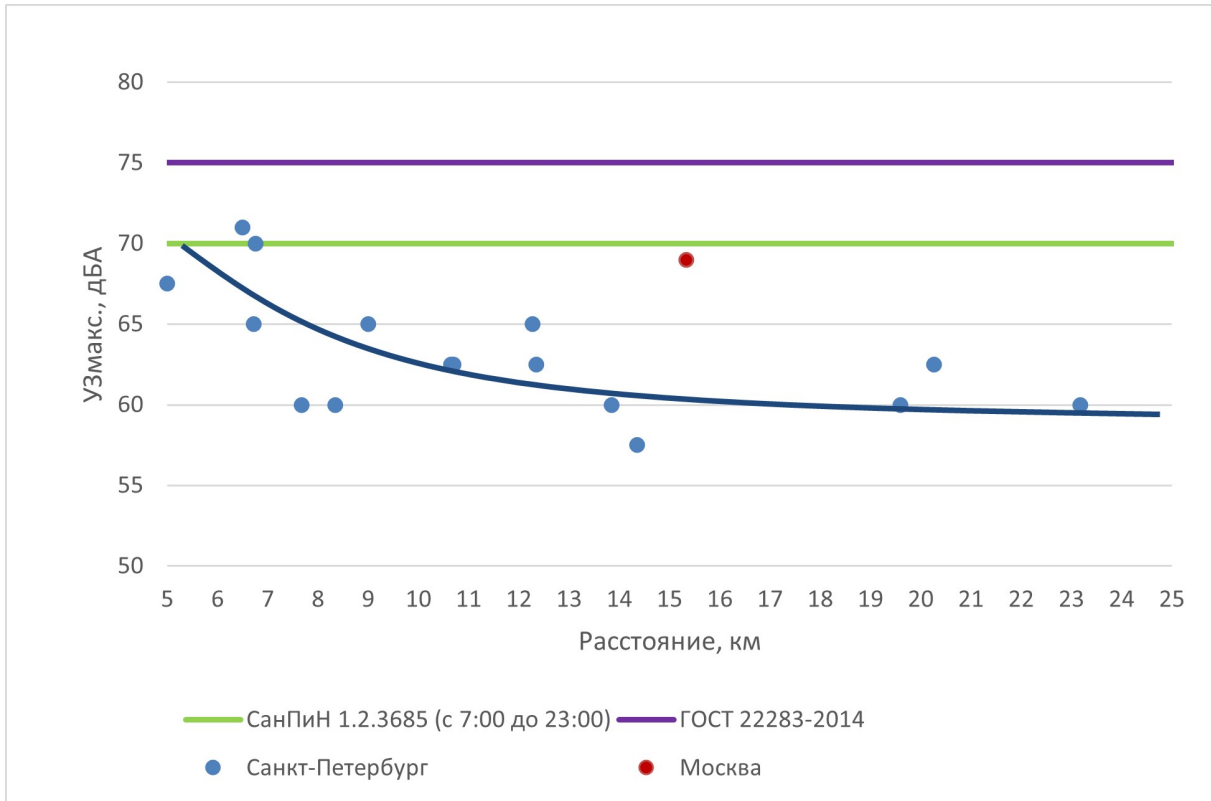


Рис. 5. Измеренные максимальные уровни звука в дневное время суток на различном расстоянии от аэропортов и нормативное значение максимального уровня звука для территории жилой застройки

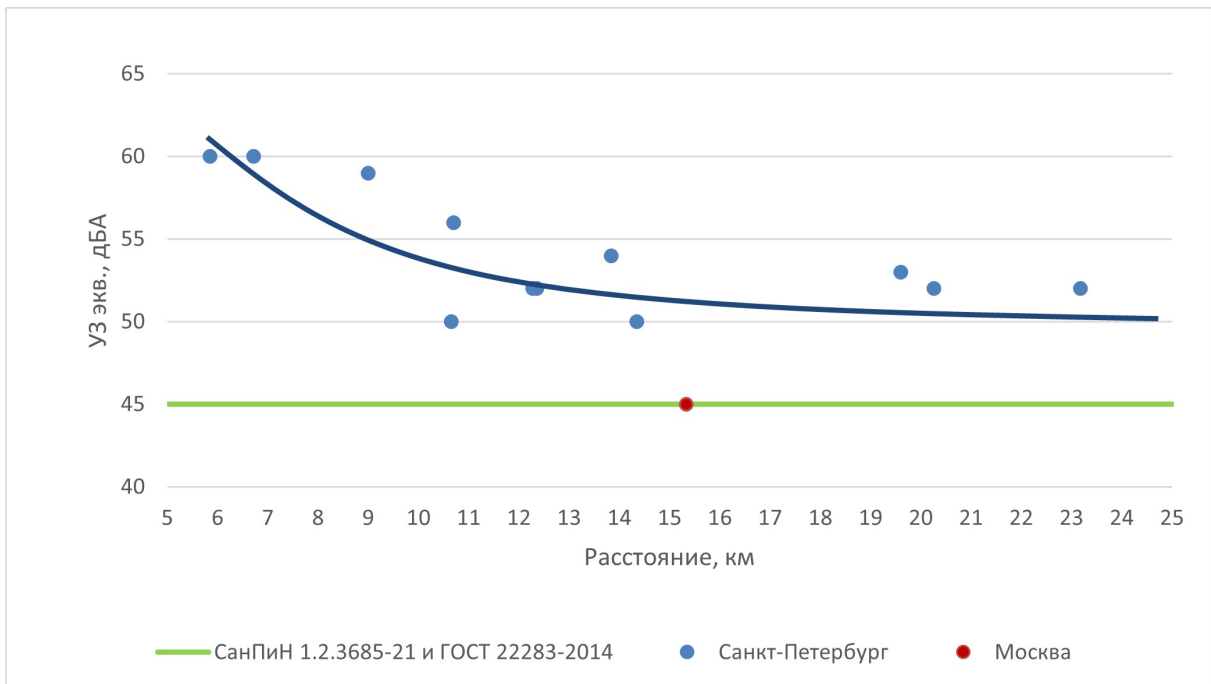


Рис. 6. Измеренные эквивалентные уровни звука в ночное время суток на различном расстоянии от аэропортов и снижение УЗ с расстоянием

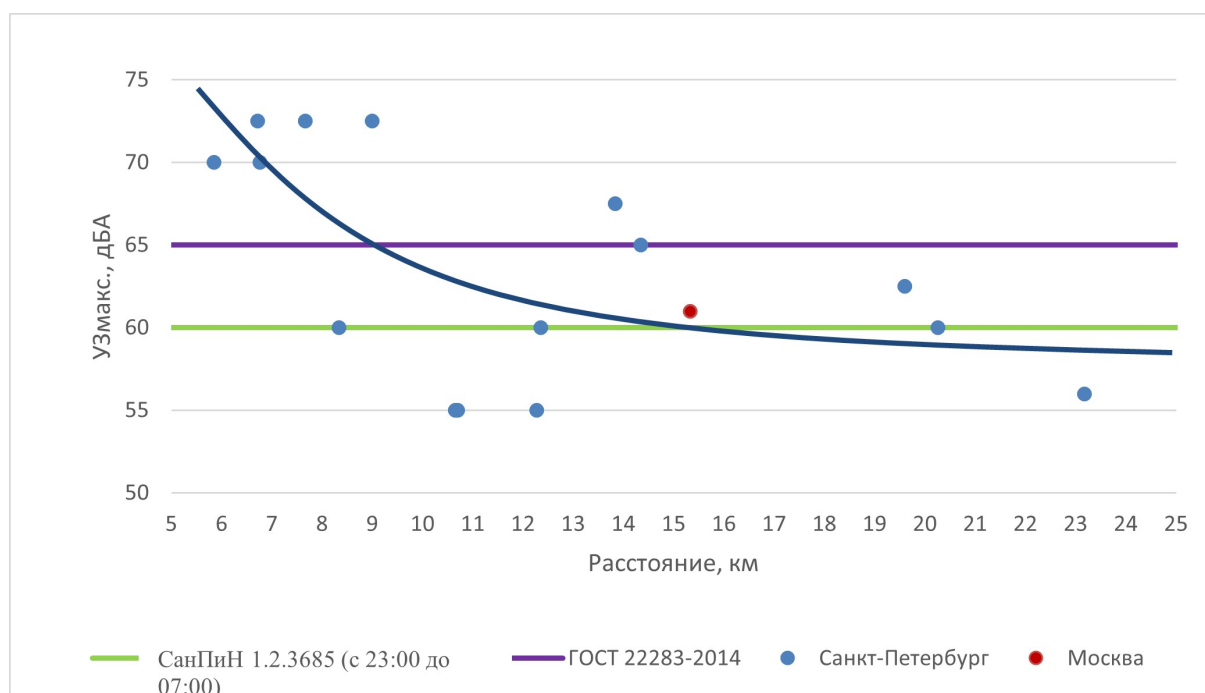


Рис. 7. Измеренные максимальные уровни звука в ночное время суток на различном расстоянии от аэропортов

Заключение

С целью анализа закономерностей снижения шума с расстоянием и уточнения природы затухания авиационного шума авторами проведены экспериментальные исследования, в ходе которых было проанализировано снижение шума с увеличением расстояния от ВПП и с увеличением расстояния до аэропорта. При увеличении расстояния от ВПП было выявлено снижение УЗ на 3 дБА при первом удвоении (от 100 до 200 м), снижение на 4-5 дБА при втором удвоении (от 200 до 400 м) и 6-7 дБА при третьем удвоении (от 400 до 800 м). Таким образом, согласно полученным данным сделан вывод о том, что фронт звуковой волны ИШ меняется от цилиндрического к квазицилиндрическому, а затем к сферическому, и эта закономерность прослеживается как для эквивалентных, так и для максимальных УЗ. Это означает, что при расчётах снижения шума для объектов, расположенных вблизи ВПП, необходимо источник шума – ЛА в процессе разбега по ВПП принимать линейным источником шума на расстояниях до 500 м. При увеличении расстояния до аэропорта можно увидеть, что УЗ снижаются приблизительно на 10 – 15 дБА при увеличении расстояния от 5 до 25 км, что не вполне подчиняется закону дивергенции для точных источников звука. Сделан вывод, что на заметных расстояниях от летательного аппарата до нормируемого объекта фронт звуковой волны приближается к плоскому, а процессы уменьшения шума с расстоянием определяются только молекулярным затуханием. Косвенно это подтверждает большой разброс результатов на графиках, так как молекулярное затухание зависит не только от расстояния, но и от температуры, влажности воздуха, скорости и направления движения воздушных потоков и прочее, что приводит к существенной неопределённости результатов.

Список литературы

1. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом / Н.И. Иванов // Учебник. -2008.
2. Авиационная акустика / под ред. А.Г. Мунина. // Машиностроение, 1986.
3. Опыт снижения авиационного шума вблизи аэропортов / О.А. Картышев // Сборник трудов III Всероссийской научно-практической конференции с международным участием под редакцией Н.И. Иванова. – 2011. – С. 133 – 136.
4. Контроль и снижение шума аэропорта «Пулково»/ Н.И. Иванов, М.В. Буторина, А.Е. Шашурин // Сборник трудов III Всероссийской научно-практической конференции с международным участием под редакцией Н.И. Иванова. – 2011. – С. 568 – 579.
5. Критерии оценки авиационного шума для зонирования приаэродромной территории аэропортов и обоснования защитных мероприятий / О.А. Картышев, Н.И. Николайкин // Научный вестник МГТУ ГА – 2017; 20(3): с. 30 – 40.
6. Рекомендации по регулированию зонирования приаэродромной территории и ограничений размещения на ней объектов застройки из условий воздействия авиационного шума / О.А. Картышев // Тезисы докладов XX научно-технической конференции по аэроакустике (24–29 сентября 2023 г.) М.: Центральный аэрогидродинамический институт им. проф. Н.Е. Жуковского – 2023 – с. 259 – 260.
7. Мошков П.А. Основные подходы к экспериментальным исследованиям шума винтовых летательных аппаратов самолетного типа. Обзор // Noise Theory and Practice. – 2023. - N 9(1). - С. 92-101.
8. Крылов В.В. Георгиев В.Б., Дженсен К.А. Численное и экспериментальное моделирование структурного внутреннего шума самолета // Noise Theory and Practice. -2017. - N 3(2). - С. 2-16.
9. ICAO Doc 9911 «Руководство по рекомендуемому методу расчета контуров шума вокруг аэропортов» / Международная организация гражданской авиации – 2018.
10. Методика измерений уровней авиационного шума с целью оценки его влияния на приаэродромную территорию при отклонении фактической линии пути от установленных процедур взлета / В.В. Светлов, К.П. Фиев // Сборник трудов VI Всероссийской научно-практической конференции с международным участием «Защита от шума и вибрации». – 2017. – С. 357-360.
11. Методика измерения авиационного шума, учитывающая влияние отклонения воздушных судов от стандартных маршрутов взлета / В.В. Светлов, К.П. Фиев // Акустика среды обитания. Вторая всероссийская конференция молодых ученых и специалистов АСО-2017, сборник трудов. – 2017. – С. 234-240.
12. ГОСТ 22283-2014 «Шум авиационный. Допустимые уровни шума на территории жилой застройки и методы его измерения» // Межгосударственный стандарт – 2014.
13. СанПиН 1.2.3685-21 «Гигиенические нормативы и требования к обеспечению безопасности и (или) безвредности для человека факторов среды обитания» / Федеральная служба по надзору в сфере защиты прав потребителей и благополучия человека, Главный государственный санитарный врач российской федерации // Постановление. – 2021.

1. Engineering acoustics. Theory and practice of noise control /N.I. Ivanov //Textbook. -2008.
2. Aviation acoustics / edited by A.G. Munin. // Mechanical Engineering, 1986.
3. The experience of reducing aviation noise near airports / O.A. Kartyshev // Proceedings of the III All-Russian Scientific and Practical Conference with International Participation. Edited by N.I. Ivanov – 2011 – pp. 133 – 136.
4. Control and noise reduction of Pulkovo airport/ N.I. Ivanov, M.V. Butorina, A.E. Shashurin // Proceedings of the III All-Russian Scientific and Practical Conference with International Participation. Edited by N.I. Ivanov – 2011 – pp. 568 – 579.
5. Criteria for assessing aviation noise for zoning the airfield area of airports and justification of protective measures / O.A. Kartyshev, N.I. Nikolaikin // Scientific Bulletin of MSTU GA – 2017; 20(3): pp. 30-40.
6. Recommendations on the regulation of the zoning of the airfield area and restrictions on the placement of buildings on it from the conditions of exposure to aviation noise / O.A. Kartyshev // Abstracts of the XX Scientific and Technical Conference on Aeroacoustics (September 24-29, 2023) Moscow: Central Aerohydrodynamic Institute named after prof. N.E. Zhukovsky – 2023 – pp. 259-260.
7. P.A. Moshkov. The main approaches to experimental studies of the noise of aircraft-type propeller aircraft. Review, Noise Theory and Practice, 2023, том 9, (1), с. 92-101.
8. V.V. Krylov, V.B. Georgiev, K.A. Jeysen/ «Numerical and experimental modeling of structural internal noise of an aircraft», Noise Theory and Practice, 2017, том 3, (2), с.2-16.
9. ICAO Doc 9911 «Recommended Method for Computing Noise Contours Around Airports» / International Civil Aviation Organization – 2018.
10. Methodology for measuring aircraft noise levels in order to assess its impact on the aerodrome area when the actual path line deviates from the established take-off procedures / V.V. Svetlov, K.P. Fiev // Proceedings of the VI All-Russian Scientific and practical conference with international participation «Protection from noise and vibration» - 2017 – pp. 357-360
11. The method of measuring aircraft noise, taking into account the influence of aircraft deviation from standard take-off routes /V.V. Svetlov, K.P. Fiev // Proceedings of the Second All-Russian Conference of Young Scientists and Specialists ASO–2017 «Acoustics of the habitat» – 2017 - pp. 234-240
12. GOST 22283-2014 «Aviation noise. Permissible noise levels in residential buildings and methods of its measurement» // Interstate Standard – 2014.
13. SanPiN 1.2.3685-21 «Hygienic standards and requirements for ensuring the safety and (or) harmlessness of environmental factors for humans» / Federal Service for Supervision of Consumer Rights Protection and Human Well-being, Chief State Sanitary Doctor of the Russian Federation // Resolution. – 2021.



Балтийский государственный технический университет "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф.Устинова

Балтийский государственный технический университет "ВОЕНМЕХ", далее 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).

Военмех сегодня — это почти 2000 преподавателей и работников учебно-вспомогательного персонала, более 5000 студентов.

Традиции Военмеха и продолжающееся тесное сотрудничество с высокотехнологичными предприятиями РФ позволяют ВУЗу успешно вести подготовку инженеров, бакалавров и магистров для ведущих предприятий РФ, в том числе, оборонно-промышленного комплекса. 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"

Кафедра "Экология и производственная безопасность" была организована в Военмехе в августе 1984 года профессором, д.т.н. Николаем Игоревичем, заслуженным деятелем науки Российской Федерации. Автор свыше 400 научных трудов, в том числе около 10 учебников, справочников и монографий. Основные результаты научных исследований докладывались учеными кафедры на международных конгрессах и конференциях в РФ, Австралии, Австрии, Венгрии, Германии, Дании, Италии, Канаде, Китае, Нидерландах, Польше, Португалии, США, Финляндии, Швейцарии, Швеции и других странах. Ученые кафедры работают в направлениях инженерной акустики, экологии, снижения шума и вибрации, прикладной механики.

С 2001 года кафедра стала выпускающей.

В настоящее время кафедра подготавливает специалистов по направлениям:

Бакалавр - Техносферная безопасность ("Безопасность технологических процессов и производств" 20.03.01)

Магистр - Техносферная безопасность ("Инженерная защита окружающей среды" 20.04.01; "Производственная безопасность" 20.04.01; "Управление экоэффективностью предприятия" 20.04.01)

- **Прикладная механика ("Акустическое зрение" 15.04.03)**

Диссертационный совет Д 24.2.272.02

1.3.7 - Акустика (технические науки)

2.10.3 - Безопасность труда

В диссертационном совете с 1997 года защищено 31 кандидатская диссертация и 20 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 сетевого научного журнала "Noise Theory and Practice" – способствовать развитию виброакустики, защита от шума и вибрации.

Основные задачи

Основными задачами журнала являются:

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

Научное цитирование журнала

Журнал является общедоступным для чтения неограниченным числом пользователей.

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

Журнал "Noise Theory and Practice" включен в ПЕРЕЧЕНЬ рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук, на соискание ученой степени кандидата и доктора наук (категория К2, п. 788).

ООО "ИАК"
г. Санкт-Петербург
2024