

ISSN 2412-8627

Vol. 8 No. 2

(12+)

Noise

Theory and Practice

Scientific Journal



II
2022

Acoustic Design Institute

Редакционная коллегия

Главный редактор

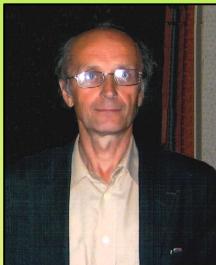
Иванов Николай Игоревич



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

Заместитель главного редактора

Курцев Геннадий Михайлович



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

Члены редакционной коллегии

Шашурина Александр Евгеньевич



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

Элеонора Карлетти



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

Тюрин Александр Павлович



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

Заплетников Игорь Николаевич



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

Серджио Луцци



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

Тупов Владимир Борисович



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

Васильев Андрей Витальевич



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

Цукерников Илья Евсеевич



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

Редакционная коллегия

2

Буторина Марина Вадимовна



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

Тюрина Наталья Васильевна



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

Рассошенко Юлия Сергеевна



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

Дэвид Копли



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

Емельянов Владислав Николаевич



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

Элькин Юрий Иосифович



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

Editorial Board

3

Editor-in-chief

Nickolay Ivanov



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

Deputy Editor-in-Chief

Gennadiy Kurzhev



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

Members of the Editorial Board

Aleksandr Shashurin



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

Igor Zapletnikov



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

Eleonora Carletti



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

Sergio Luzzi



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

Alexander Tyurin



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

Andrey Vasilyev



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

Vladimir Tupov



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

Ilya Tsukernikov



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

Editorial Board

4

Marina Butorina



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

Natalya Tyurina



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

Iuliia Rassoshenko



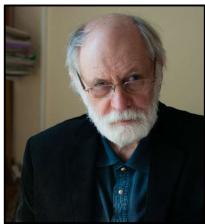
Ph.D. of Engineering Science, Senior
Researcher of the Scientific Research
Unit, Assistant Professor of the
Department of Ecology and Industrial
Safety of the Baltic State Technical
University 'VOENMEH' named after
D.F. Ustinov
(St. Petersburg, Russia)

David Copley



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

Vladislav Emelyanov



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

Yuri Elkin



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

Научный журнал

Том 8 №2

Учредитель

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

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

выпускается с 2015 г.

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

"Noise Theory and Practice" посвящен фундаментальным проблемам в области виброакустики и принимает работы по направлениям:

- 29.00.00 Физика
- 29.37.00 Акустика
- 43.00.00 Общие и комплексные проблемы естественных и точных наук
- 87.00.00 Охрана окружающей среды. Экология человека

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

Фактический адрес редакции
Россия, г. Санкт-Петербург,
Наб. Обводного канала, д.138,
к. 7, лит. А, пом. 11-Н, оф. 2-2А
+7 (812) 495-77-97
www.noisetp.com

e-mail: issues@noisetp.com

Ответственный секретарь
Никитенко А.А..

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

Свидетельство

ЭЛ № ФС 77-74057

Содержание

Алёшина М.А., Кравчун П.Н.

РУС

Акустические свойства многомодовых камерных звукоизоляторов в каналах

стр. 7-23

Сятковский А.И., Рютянен Е.А. , Кудаев А.В.

РУС

Демпфирование в трехслойных конструкциях металл-полимер-металл с термопластичной пленкой из поливинилацетата

стр. 24-34

**Солдатов А.Г., Чукарин А.Н.,
Финоченко Т.А., Суворова Т.К.**

РУС

Теоретическое обоснование способов снижения шума и вибраций крупногабаритных шлифовальных кругов

стр. 35-44

Борцова С.С.

РУС

Экономическая эффективность шумозащитных конструкций

стр. 45-55

**Разаков Ж.П., Гричишин М.В.,
Финоченко Т.А.3, Чукарин А.Н.**

РУС

Виброакустическая динамика коробок скоростей сверлильно-фрезерно-расточных станков с многоскоростными электродвигателями

стр. 56-62

Scientific Journal

Vol. 8 No. 2

The founder

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

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

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

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

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

**Location address of the Editorial
office**

Room 2-2, office 11-N, bldg. 7'A',
138 Obvodny Canal emb.,
Saint Petersburg, Russia

+7 (812) 495-77-97

www.noisetp.com

e-mail: issues@noisetp.com

Executive Secretary

Nikitenko Anna

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

The certificate of registration

ЭЛ № ФС 77-74057

Contents

Aljoshina M.A., Kravchun P.N.

Acoustic properties of multimode expansion chamber
sound insulators in ducts

pp. 7-23

RUS

Syatkovsky A.I., Ryutkyanen E.A., Kudaev A.V.

Damping in three-layer structures
metal-polymer-metal with thermoplastic film
of polyvinyl acetate

pp. 24-34

RUS

**Soldatov A.G., Chukarin A.N.,
Finochenko T.A., Suvorova T.K.**

Theoretical substantiation of ways to reduce noise
and vibrations of large-sized grinding wheels

pp. 35-44

RUS

Bortsova S.S.

Economic efficiency of the noise protection

pp. 45-55

RUS

**Razakov Zh.P, Grichishin M.V.,
Finochenko T.A., Chukarin A.N.**

Vibroacoustic dynamics of gearboxes
of drilling-milling boring machines
with multi-speed electric motors

pp. 56-62

RUS

УДК: 534.222

OECD: 01.03.AA

DOI: 10.56408/2412-8627.2022.38.26.001

Акустические свойства многомодовых камерных звукоизоляторов в каналах

Алёшина М.А.¹, Кравчун П.Н.^{2*}

¹ Преподаватель физики, ГБОУ г. Москвы «Школа №2007 ФМШ»

² К.ф.-м.н., доцент, кафедра акустики, физический факультет МГУ имени М.В.

Ломоносова

^{1,2} г. Москва, РФ

Аннотация

Рассмотрены многомодовые звукоизоляторы в виде камер расширения в каналах, описаны их общие акустические свойства и физический механизм их звукоизолирующего действия. Показано, что в одномодовых системах такого типа существование полос непропускания принципиально невозможно, их формирование обусловлено исключительно модами первого и более высоких порядков. Предложен алгоритм решения задачи о нахождении акустического поля и других характеристик многомодовых камер расширения с патрубками (отрезками входного и выходного волноводов, вдвинутыми внутрь камеры). Рассмотрена схема ограничения порядка полученной системы уравнений, а также сходимость метода по числу учитываемых мод. Обсуждены основные акустические свойства камерных звукоизоляторов с патрубками и без них и возможности управления частотными характеристиками многомодовых камер при изменении параметров патрубков.

Ключевые слова: камеры расширения, многомодовые звукоизоляторы, многомодовые камеры с патрубками, уровни гашения.

Acoustic properties of multimode expansion chamber sound insulators in ducts

Aljoshina M.A.¹, Kravchun P.N.^{2}*

¹ Lecturer in physics, School «Shkola №2007 FMSh»

² PhD, assistant professor, Department of Acoustics, Faculty of Physics, Lomonosov Moscow State University

^{1,2} Moscow, Russia

Abstract

Multimode expansion chambers in ducts are considered, their general acoustic properties and physical sound-insulating mechanism of their action are described. It has been shown that in single-mode systems of this type, the existence of reject bands is fundamentally impossible, their formation is due solely to higher-order modes. An algorithm for solving the problem of finding the transmission loss and other characteristics of extended-tube expansion chambers is proposed. The scheme of limiting the order of the obtained system of equations is considered, as well as the convergence of the method with the number of modes taken into account. Main acoustic properties of chamber sound insulators with and without extended tubes and possibility to control frequency characteristics of multimode chambers by change of extended tubes parameters are discussed.

Keywords: *expansion chambers, multimode sound insulators, multimode extended-tube chambers, transmission loss.*

Введение

Звукоизолирующие системы в виде камер расширения, т.е. участков каналов с увеличенным поперечным сечением (рис. 1), и их цепочек являются одним из распространенных типов глушителей шума в каналах. С точки зрения практического использования такие системы имеют определенные преимущества перед традиционными звукопоглощающими устройствами благодаря простоте конструкции, малому весу, практически неограниченному ресурсу.

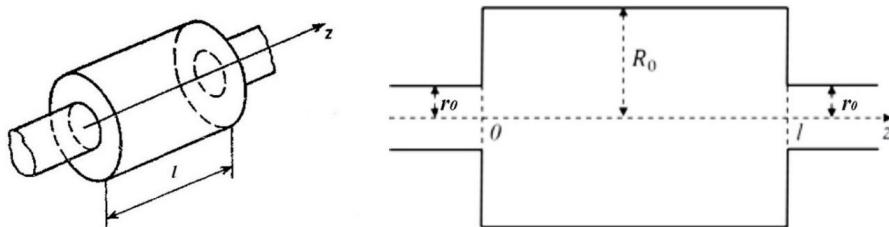


Рис. 1. Общий вид и осевое сечение камеры расширения

Камеры расширения принято делить на одномодовые (поперечные размеры которых существенно меньше длины волны), в которых распространяющейся является только нулевая (поршневая) мода, и многомодовые (поперечные размеры которых сравнимы с длиной волны или превышают ее), где распространяющимися являются также моды более высоких порядков. В данной работе основное внимание уделяется многомодовым камерам, в том числе с патрубками (отрезками входного и выходного волноводов, вдвинутыми внутрь камеры, см. рис. 2).

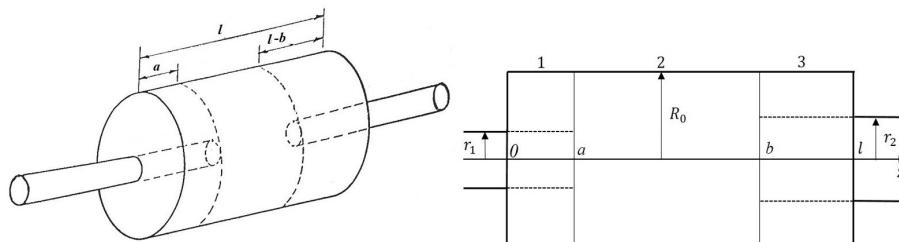


Рис. 2. Общий вид и осевое сечение камеры расширения с патрубками

Исследованиям многомодовых камер расширения посвящен ряд публикаций, в основном, расчетной направленности. Физические процессы в таких системах обсуждаются лишь в нескольких работах. К числу наиболее информативных относятся, на наш взгляд, публикации [1-8].

Впервые на важную роль нераспространяющихся мод в формировании звукового поля в ограниченных объемах на низких частотах указал У. Ингард [1, 2], исследовавший системы типа резонансных звукопоглотителей, однако в полной мере значение высших (в т.ч. нераспространяющихся) мод в многомодовых системах на тот момент выявлено не было.

Физический механизм звукоизоляции в многомодовых камерах расширения весьма детально изучен в [3, 4]. В частности, в [3] обнаружена определяющая роль т.н. «взаимной» присоединенной массы, возникающей благодаря нераспространяющимся модам и обусловленной взаимодействием полей во входном и выходном отверстиях камеры: высокая звукоизоляция в многомодовых камерах наблюдается на частотах, где взаимная присоединенная масса компенсируется упругим сопротивлением

распространяющихся мод. В [4] показано, что механизм звукоизоляции в многомодовых камерах принципиально отличается от случая одномодовых камер и заключается в нелокальной деструктивной интерференции полей распространяющихся и нераспространяющихся мод в объеме камеры. В [3, 4] обнаружено также, что наиболее широкая полоса глушения в многомодовых камерах наблюдается в случае равенства («вырождения») частот первого продольного и первого поперечного резонансов объема камеры.

Среди работ расчетного характера отметим [5-6], где приведены частотные характеристики различных вариантов многомодовых и одномодовых камер и предлагаются пути выбора оптимальных параметров камер. В [6] отмечается, что при увеличении диаметра камеры при фиксированной ее длине на частотах выше критической частоты первой моды уровень глушения камеры резко падает, что может быть интерпретировано как эффект «туннелирования» звуковой энергии за счет появляющихся в объеме камеры распространяющихся мод первого и более высокого порядков. Результаты расчетов в [6] подтвердили выводы работ [3, 4] о том, что наиболее широкая полоса глушения в многомодовых камерах соответствует случаю близости частот первого продольного и первого поперечного резонансов объема камеры. В [6] кратко рассмотрены также камеры с патрубками, причем обнаружено, что наличие патрубков, как правило, сильно усложняет частотную характеристику уровня глушения.

Весьма эффективная методика оптимизации реактивных глушителей шума, в т.ч. многомодовых камер расширения, предложена в [7].

В настоящей работе основное внимание уделено вопросам влияния нераспространяющихся мод на звукоизолирующую действие камер, в том числе на формирование полос непропускания в многомодовых камерных звукоизоляторах, а также алгоритму расчета камер расширения с патрубками и их акустическим свойствам. Для определенности будем считать, что рассматриваемые камеры имеют круглое поперечное сечение, стенки камер – жесткие, а волноводы на входе и выходе камер – одномодовые (это соответствует поршневому распределению колебательной скорости в них). Выбор конкретных геометрических параметров камер фактически не ограничивает общность результатов, т.к. рассматриваемой задаче присуща масштабная инвариантность (критерием подобия является отношение размеров к длине волны).

1. Основные акустические свойства многомодовых и одномодовых камер расширения

Обратимся сначала к акустическим особенностям одиночных многомодовых камер без патрубков. Будем рассматривать гармонический режим. Расчет камер удобно проводить, опираясь на матричные методы теории четырехполюсников. Из решения краевой задачи для уравнения Гельмгольца можно получить выражение для матрицы акустических импедансов \hat{Z}_{ac} , связывающей комплексные амплитуды звукового давления и колебательной скорости на входе и выходе симметричной камеры (в которой расположение и радиусы входного и выходного отверстий одинаковы):

$$\hat{Z}_{ac} = 4i\rho c \sum_{m=0}^{\infty} \frac{k}{k_m} \cdot \frac{J_1^2(v_m r_0)}{(v_m R_0)^2 \cdot J_0^2(v_m R_0)} \begin{pmatrix} ctg(k_m l) & -\frac{1}{\sin(k_m l)} \\ \frac{1}{\sin(k_m l)} & -ctg(k_m l) \end{pmatrix}, \quad (1)$$

где ρ – плотность среды, c – скорость звука, i – мнимая единица, $k = \omega/c$, ω – циклическая частота, l – длина камеры, $k_m = [(\omega/c)^2 - v_m^2]^{1/2}$ – продольное волновое число, v_m – корни уравнения $J_0(v_m R_0) = 0$, соответствующего граничному условию на жесткой

боковой стенке камеры (равенство нулю нормальной составляющей колебательной скорости на стенке), R_0 – радиус поперечного сечения камеры, r_0 – радиус входного и выходного отверстий (отношение $g = r_0/R_0$ будем называть коэффициентом расширения камеры).

Приведенная матрица импедансов, зависящая только от внутренних параметров камеры, полностью определяет взаимодействие камеры с источником звуковой энергии и нагрузкой. В частности, она позволяет вычислить уровень глушения камеры, определяемый соотношением $TL = 10\lg(\frac{I_{\text{пад}}}{I_{\text{прош}}})$, где $I_{\text{прош}}$ - интенсивность волны, прошедшей через камеру расширения в выходной волновод, $I_{\text{пад}}$ - интенсивность волны, падающей на входное сечение камеры из входного волновода.

Как было указано выше, наиболее широкая полоса эффективного глушения у многомодовой камеры наблюдается в случае близости частот первого продольного и первого поперечного резонансов объема камеры (равенство этих частот обычно называют «вырождением» низших собственных частот камеры, что для камеры круглого поперечного сечения соответствует отношению $R_0/l = 0,820$). На частотной характеристике уровня глушения TL в этом случае формируется достаточно широкая полоса глушения с двумя ярко выраженнымами максимумами («пиками»), один из которых расположен всегда ниже частоты вырождения, а второй – выше ее; уровни глушения могут достигать значений 15-20 дБ в полосе 1-1,5 октавы даже для одиночной камеры (рис. 3) (расчеты для рис. 3 и далее проведены для следующих параметров воздуха: $\rho = 1,29 \text{ кг}/\text{м}^3$, $c=343 \text{ м}/\text{с}$, среда считается идеальной).

В [4, 8] показано, что теоретические расчеты уровня глушения многомодовых камер в целом хорошо подтверждаются данными эксперимента.

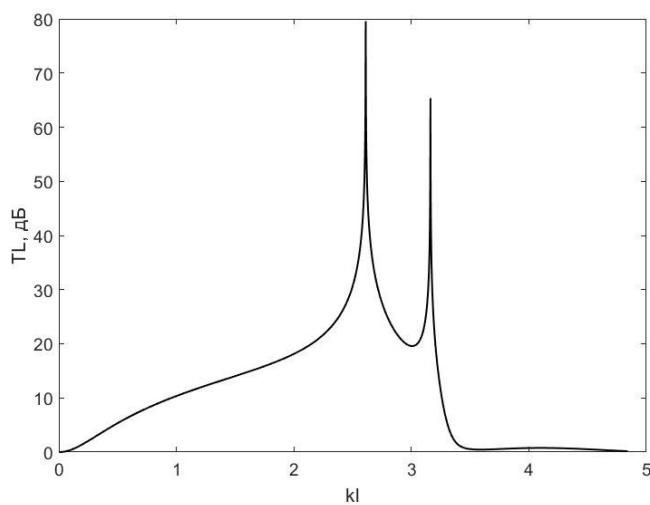


Рис. 3. Зависимость уровня глушения многомодовой камеры от волнового параметра kl .

Параметры камеры: $l = 5,3 \text{ см}$, $R_0 = 6,5 \text{ см}$, $g = 0,385$

Максимумы уровня глушения многомодовой камеры соответствуют условию равенства нулю элементов Z_{12} и Z_{21} матрицы импедансов (1), т.е. условию резонанса «взаимного» импеданса камеры, обусловленного взаимодействием полей во входном и выходном отверстиях камеры. Теоретически в случае идеальной среды уровень глушения камеры на частотах резонансов взаимного импеданса стремится к бесконечности, влияние же диссипации делает его максимумы конечными. На частотах максимумов TL упругий взаимный импеданс распространяющихся в объеме камеры мод Z_K полностью компенсируется инерционным взаимным импедансом нераспространяющихся мод Z_M :

$Z_{21} = -Z_{12} = Z_K + Z_M = 0$. Если параметры камеры близки к случаю вырождения низших собственных частот, то на частотах между максимумами TL и несколько ниже их упругий импеданс Z_K близок по модулю к инерционному импедансу Z_M , благодаря чему и формируется широкая полоса эффективного глушения.

Рассмотрим, как изменяется частотная зависимость уровня глушения многомодовой камеры при изменении ее геометрических пропорций.

На рис. 4 показаны зависимости уровня глушения TL от волнового параметра kl для серии камер с различными коэффициентами расширения g , но с одинаковой длиной камеры l . Из анализа зависимости следует, что расстояние между двумя пиками кривой TL увеличивается при увеличении радиуса камеры R_0 по сравнению с радиусами r_0 входного и выходного отверстий, причем правый пик почти не изменяет своего положения на оси частот, а левый пик сдвигается в область более низких частот. Из графика следует также очевидный вывод: чем больше отношение R_0/r_0 , тем лучшую звукоизоляцию обеспечивает камера.

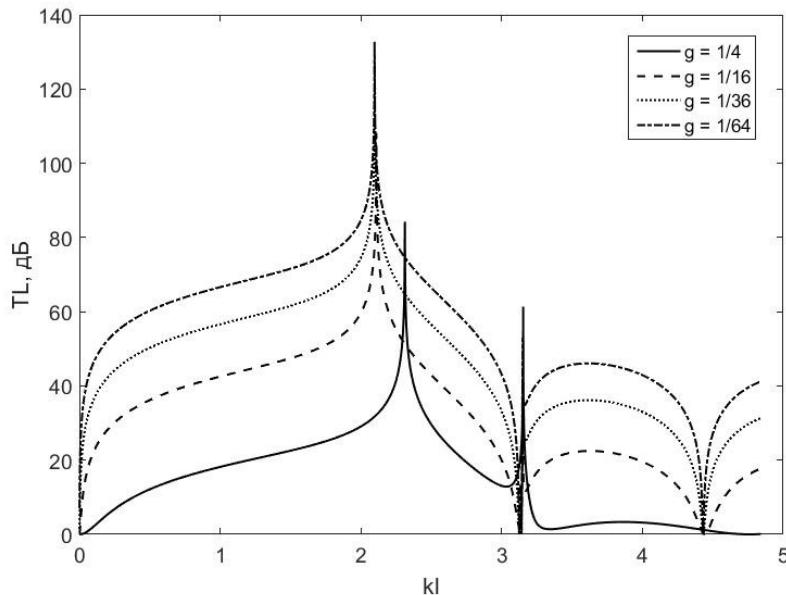


Рис. 4. Зависимости уровня глушения многомодовой камеры от волнового параметра kl для серии камер с различными коэффициентами расширения g .

Параметры камеры: $l = 5,3$ см, $R_0 = 6,5$ см, $g = 1/4; 1/16; 1/36; 1/64$

Рис. 5 демонстрирует зависимости уровня глушения TL от частоты для серии камер, имеющих различные длины l , но одинаковые радиус поперечного сечения R_0 и коэффициент расширения g . Частота первого поперечного (радиального) резонанса в данном случае равна 3190 Гц. Область частот выше 5000 Гц на приведенных графиках соответствует окрестностям критической частоты второй моды в объеме камеры. При малых длинах камеры два изолированных максимума (пика) TL находятся на большом расстоянии по оси частот друг от друга, но по мере увеличения длины камеры они сближаются, а в их окрестности формируется область повышенного уровня глушения. Длина камеры $l = 5,3$ см (при $R_0 = 6,5$ см) соответствует случаю вырождения ее низших собственных частот. При дальнейшем увеличении длины камеры более высокочастотный максимум вновь смещается в область более высоких частот (близких к критической частоте второй моды), что сопровождается существенным падением уровня глушения между максимумами (в рассмотренном примере почти до нуля), причем на частотах

существенно ниже первой критической частоты частотная характеристика уровня глушения многомодовой камеры становится схожей со случаем одномодовой камеры, у которой на продольных собственных частотах наблюдается нулевой уровень глушения (одномодовые камеры более подробно будут рассмотрены ниже).

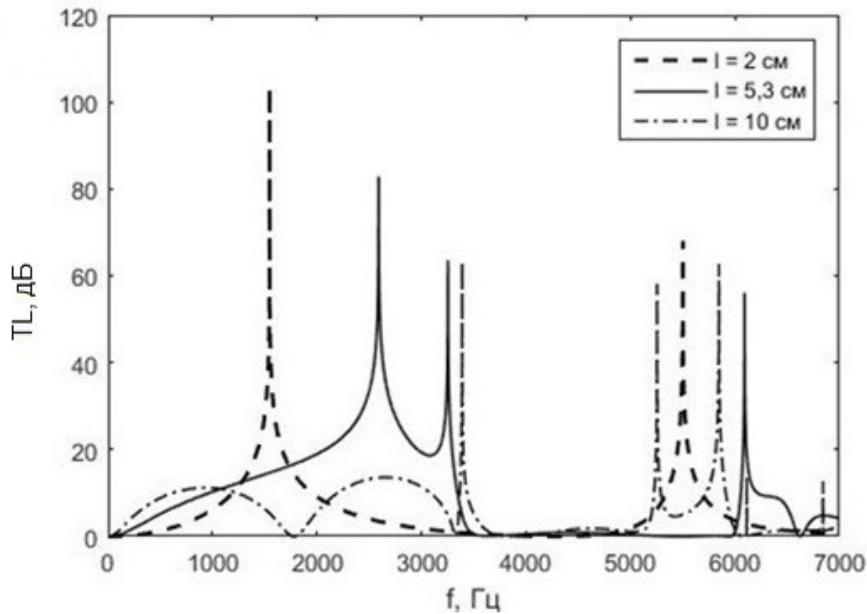


Рис. 5. Зависимости уровня глушения одиночной камеры от частоты для серии камер с различными длинами. Параметры камер: $R_0 = 6,5$ см, $g = 0,385$

Интересно, что формирование двух близкорасположенных максимумов на частотной характеристике $TL(f)$ с повышенными уровнями глушения в их окрестности (в седловине между максимумами и ниже первого из них) наблюдается в довольно узком диапазоне изменения параметров камеры вблизи значений, соответствующих случаю вырождения ее низших собственных частот. Действительно, для камеры с параметрами $R_0 = 6,5$ см, $g = 0,385$ слияние двух максимумов TL в один изолированный максимум наблюдается при увеличении длины камеры всего лишь от $l = 5,30$ см (случай вырождения) до $l = 5,47$ см (т.е. на 3,2%). Эффект слияния двух максимумов TL в один иллюстрируется на рис. 6, где показана эволюция частотной зависимости $TL(f)$ при увеличении длины камеры четырьмя равными шагами от 5,30 см до 5,47 см (наиболее широкое расположение максимумов соответствует случаю вырождения при $l = 5,30$ см, одиночный конечный максимум соответствует $l = 5,47$ см). Отметим, однако, что с практической точки зрения столь высокая «чувствительность» поведения максимумов частотной характеристики TL по отношению к изменению геометрии многомодовой камеры большого значения не имеет, т.к. слияние двух максимумов TL в один в данном случае не сопровождается значительным снижением уровня глушения в окрестности максимумов, будь то двух или одного (см. рис. 6). Для обеспечения эффективного глушения в широкой полосе частот достаточно, чтобы параметры многомодовой камеры были близки к случаю вырождения ее низших собственных частот.

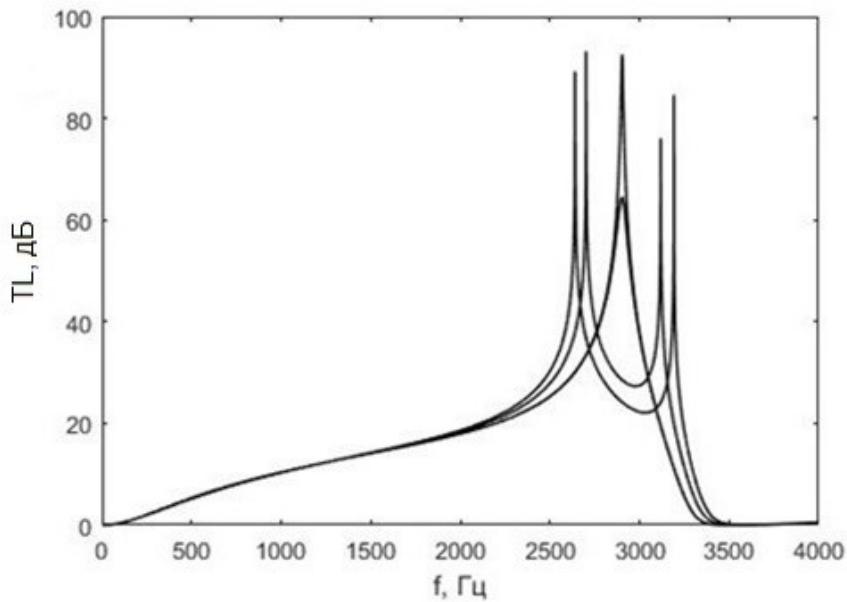


Рис. 6. Зависимость уровня глушения TL одиночной камеры от частоты при изменении длины камеры равными шагами от $l = 5,30$ см до $l = 5,47$ см ($R_0 = 6,5$ см, $g = 0,385$)

Кратко рассмотрим теперь одномодовые камеры. Если параметры камеры расширения таковы, что ее рабочий диапазон частот расположен ниже критической частоты первой моды (это наблюдается, когда радиус ее поперечного сечения достаточно мал в сравнении с длиной волны во всем рабочем диапазоне частот), то распространяющейся в камере является только нулевая (поршневая) мода, а влиянием нераспространяющихся мод первого и более высоких порядков можно пренебречь.

Матрица акустических импедансов одномодовой камеры может быть получена из выражения (1) предельным переходом $m \rightarrow 0$:

$$\hat{Z}_{ac} = i\rho cg^2 \begin{pmatrix} ctg(kl) & -\frac{1}{\sin(kl)} \\ \frac{1}{\sin(kl)} & -ctg(kl) \end{pmatrix}.$$

Из этого выражения нетрудно получить характеристическую матрицу одномодовой камеры, связывающую комплексные амплитуды звукового давления и колебательной скорости p_2, V_2 на выходе камеры с их значениями p_1, V_1 на входе в камеру (т.е. осуществляющую связь вида $p_2 = b_{11} \cdot p_1 + b_{12} \cdot V_1, V_2 = b_{21} \cdot p_1 + b_{22} \cdot V_1$):

$$\hat{B} = \begin{pmatrix} \cos(kl) & i\rho cg^2 \sin(kl) \\ -\frac{1}{i\rho cg^2} \sin(kl) & \cos(kl) \end{pmatrix}. \quad (2)$$

Соответственно, для уровня глушения одномодовой камеры получаем известную формулу [9]:

$$TL = 10 \lg \left[\cos^2(kl) + \frac{1}{4} \left(g^2 + \frac{1}{g^2} \right)^2 \sin^2(kl) \right].$$

Данное выражение для уровня глушения одномодовой камеры аналогично формуле для звукоизоляции в задаче о прохождении плоской волны через

плоскопараллельный однородный слой (квадрат коэффициента расширения камеры g^2 в данном случае играет роль фактора, характеризующего геометрическую неоднородность волновода подобно тому, как отношение волновых сопротивлений слоя и окружающей его среды характеризует физическую неоднородность в задаче о звукоизолирующем слое) [9].

Соответственно, частотная характеристика уровня глушения одномодовой камеры аналогична частотной зависимости звукоизоляции слоя (рис. 7).

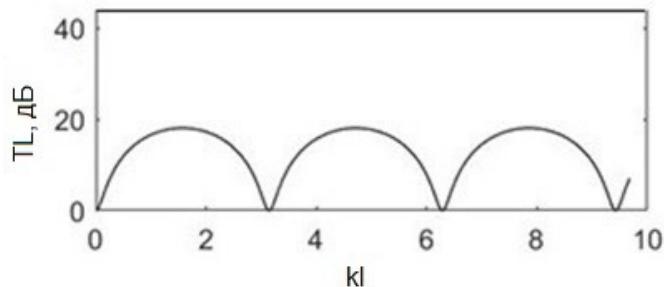


Рис. 7. Зависимость уровня глушения одномодовой камеры от параметра kl для $g = 0,25$

Нули уровня глушения одномодовой камеры наблюдаются при $kl = \pi \cdot n$ ($n = 0,1,2,\dots$), максимумы $TL_{max} = 20\lg[(g^2 + 1/g^2)/2]$ – при $kl = \pi \cdot (n + 1/2)$.

Отметим, что, поскольку в одномодовой камере распространяется лишь поршневая мода, форма поперечного сечения камеры не влияет на уровень глушения, значение имеет лишь отношение площадей поперечных сечений основного канала и камеры.

2. Роль высших мод в формировании полос пропускания и непропускания в камерных звукоизолятаторах

Рассмотрим вопрос о полосах пропускания и непропускания в цепочках одномодовых и многомодовых расширительных камер. Этот вопрос актуален прежде всего с точки зрения создания многокамерных глушителей, однако представляется, на наш взгляд, и чисто физический интерес. Хотя понятие полос пропускания и непропускания в периодических дискретных структурах теоретически определяется для бесконечных цепочек [10], для случая камер расширения особенности, связанные с наличием полос пропускания и непропускания, начинают проявляться даже в коротких цепочках (3-4 камеры).

Основным параметром, описывающим волновой процесс в периодических дискретных структурах, является, как известно, постоянная распространения, позволяющая определить положение полос пропускания и непропускания на оси частот, величину фазового сдвига и коэффициент затухания волны при переходе через звено (камеру) и другие характеристики волнового процесса в структуре. Связь постоянной распространения Γ с элементами характеристической матрицы b_{11} и b_{22} элементарного звена периодической структуры дается соотношением [10]:

$$ch\Gamma = (b_{11} + b_{22})/2. \quad (3)$$

Рассмотрим периодическую цепочку камер расширения. Зная характеристическую матрицу одиночной камеры, легко вычислить постоянную распространения Γ волны в структуре:

$$\Gamma = \operatorname{arch}[(b_{11} + b_{22})/2]. \quad (4)$$

Полосы непропускания определяются условием

$$|ch\Gamma| \geq 1,$$

что соответствует условию $|b_{11} + b_{22}| \geq 2$. В этом случае постоянная распространения может быть представлена в виде $\Gamma = \alpha + i\beta$, где β - величина, кратная числу π (фазовый сдвиг волны), α - коэффициент затухания, определяемый из соотношения $\alpha = \operatorname{arch}[0,5(b_{11} + b_{22})]$ [10].

Условие существования полос пропускания определяется неравенством

$$|ch\Gamma| \leq 1, \text{ т.е. } |b_{11} + b_{22}| \leq 2.$$

При выполнении этого условия постоянная распространения Γ является чисто мнимой величиной: $\Gamma = i\beta$, $\alpha = 0$.

Покажем, что в цепочках камер расширения существование полос непропускания обусловлено исключительно модами высших порядков, а в цепочках одномодовых камер (где существенна лишь поршневая мода) полосы непропускания отсутствуют принципиально.

Обратимся сначала к цепочке одномодовых камер. Зная характеристическую матрицу одиночной одномодовой камеры (2), по формуле (3) легко вычислить величину $ch\Gamma$ для такой цепочки:

$$ch\Gamma = \frac{1}{2}(b_{11} + b_{22}) = \cos(kl).$$

Поскольку kl - величина действительная, то $|\cos(kl)| \leq 1$, т.е. для одномодовых камер $|ch\Gamma| \leq 1$, что соответствует полосе пропускания, причем для одномодовых камер это условие выполняется всегда. Таким образом, поршневая мода в принципе не может быть ответственной за формирование полос непропускания в рассматриваемых системах.

Рассмотрим теперь цепочку многомодовых камер. Подставляя в формулу (4) выражения для элементов характеристической матрицы камеры, которая может быть получена из матрицы импедансов (1), можно определить постоянную распространения Γ для цепочки многомодовых камер. Поскольку, в отличие от одномодовых камер, для многомодовых камер условие $|b_{11} + b_{22}| \leq 2$, т.е. $|ch\Gamma| \leq 1$, в ряде частотных полос не выполняется, то в этих частотных полосах формируются полосы непропускания, где постоянная распространения становится комплексной: $\Gamma = \alpha + i\beta$. Результаты вычисления Γ для камер с параметрами, соответствующими случаю вырождения низших собственных частот ($l = 5,3$ см, $R_0 = 6,5$ см, $g = 0,385$) (частотная характеристика уровня гашения такой одиночной камеры приведена на рис. 3), представлены на рис. 8 в виде диаграммы Бриллюэна (диаграмма Бриллюэна – способ построения графиков, где по горизонтальной оси откладывается действительная или мнимая часть постоянной распространения Γ , приведенная к интервалу $(-\pi, \pi)$, причем строится симметричное отражение кривой относительно вертикальной оси, а по вертикальной оси – волновой параметр kl).

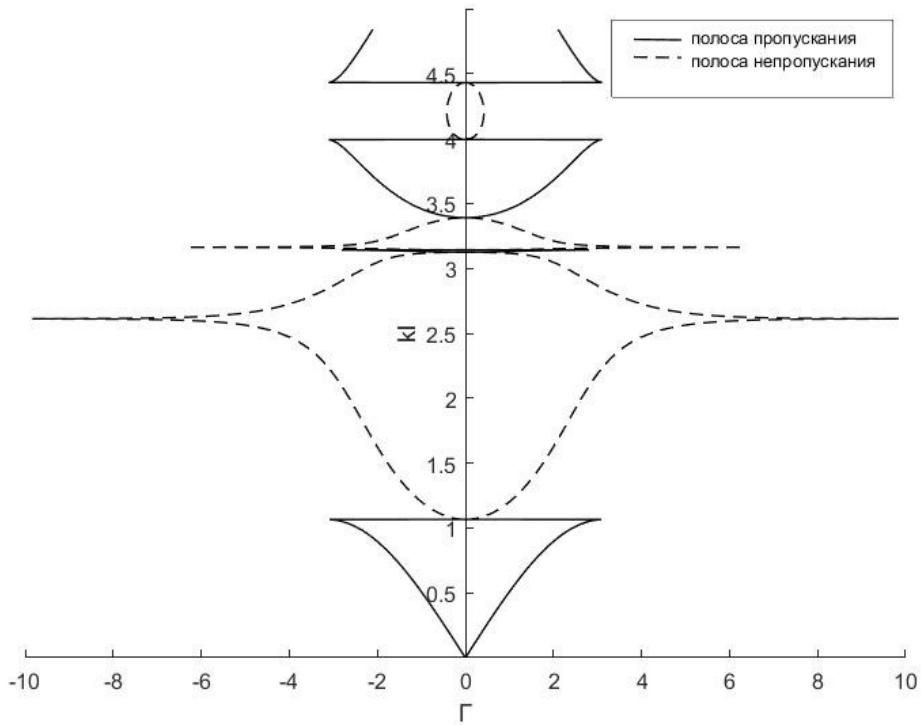


Рис. 8. Зависимость постоянной распространения $\Gamma = \alpha + i\beta$ от параметра kl для бесконечной цепочки многомодовых камер расширения (сплошная линия – фазовый сдвиг β , штриховая линия – коэффициент затухания α)

Таким образом, формирование полос непропускания в цепочках многомодовых камер расширения обусловлено лишь модами первого и более высокого порядков, а в цепочках одномодовых камерах полосы непропускания вообще не существуют.

Из рис. 8 следует, что низкочастотная полоса непропускания многомодовых камер близка по частотному диапазону к области повышенного уровня глушиения одиночной камеры (ср. с рис. 3), т.е. формируется вблизи критической частоты первой моды и ниже ее. При этом максимумы коэффициента затухания α наблюдаются на тех же частотах, что и максимумы уровня глушиения одиночной многомодовой камеры.

3. Многомодовые камеры расширения с патрубками. Алгоритм расчета и основные акустические свойства

Обратимся теперь к многомодовой камере расширения с патрубками (рис. 2), в которой радиусы входного и выходного волноводов могут различаться (как и прежде, будем считать, что они существенно меньше длины волны во всем интересующем нас диапазоне частот, т. е. распространяющейся во входном и выходном волноводах является только поршневая мода).

Получим систему уравнений для нахождения акустического поля в такой камере. Разделим объем камеры на 3 области: первая область $0 < z < a$; вторая область – центральная $a < z < b$; третья область $b < z < l$ (рис. 2). Для полей комплексной амплитуды скалярного потенциала скорости в указанных областях имеем:

$$\phi_1(r, z) = \sum_{m=0}^{\infty} [A_m^{(1)} \sin(k_m^{(1)} z) + B_n^{(1)} \cos(k_m^{(1)} z)] \cdot [J_0(v_m^{(1)} r) + C_m^{(1)} N_0(v_m^{(1)} r)], \quad (5)$$

$$\phi_2(r, z) = \sum_{n=0}^{\infty} [A_n^{(2)} \sin(k_n^{(2)} z) + B_n^{(2)} \cos(k_n^{(2)} z)] \cdot J_0(v_n^{(2)} r), \quad (6)$$

$$\phi_3(r, z) = \sum_{p=0}^{\infty} [A_p^{(3)} \sin(k_p^{(3)} z) + B_p^{(3)} \cos(k_p^{(3)} z)] \cdot [J_0(v_p^{(3)} r) + C_p^{(3)} N_0(v_p^{(3)} r)], \quad (7)$$

где $A_m^{(1)}, B_n^{(1)}, C_m^{(1)}, A_n^{(2)}, B_n^{(2)}, A_p^{(3)}, B_p^{(3)}, C_p^{(3)}$ - неизвестные коэффициенты, $J_0(v_q^{(j)} r)$ - функция Бесселя первого рода нулевого порядка, $N_0(v_q^{(j)} r)$ - функция Бесселя второго рода (функция Неймана), $k_m^{(1)}, k_n^{(2)}, k_p^{(3)}$ - волновые числа в первой, второй (центральной) и третьей областях соответственно:

$$k_m^{(1)} = \sqrt{\left(\frac{\omega}{c}\right)^2 - \left(v_m^{(1)}\right)^2}, k_n^{(2)} = \sqrt{\left(\frac{\omega}{c}\right)^2 - \left(v_n^{(2)}\right)^2}, k_p^{(3)} = \sqrt{\left(\frac{\omega}{c}\right)^2 - \left(v_p^{(3)}\right)^2},$$

$v_q^{(j)}$ - поперечные собственные значения волнового числа для соответствующей области. Верхние индексы (1), (2), (3) обозначают номер области, к которой относится данная величина; нижние индексы m, n, p обозначают номер моды в первой, второй или третьей областях соответственно.

Границные условия на жестких стенках для трех областей имеют вид:

1 область:

$$\left. \frac{\partial \phi_1}{\partial r} \right|_{r=r_1} = 0, \quad \left. \frac{\partial \phi_1}{\partial r} \right|_{r=R_0} = 0, \quad \left. \frac{\partial \phi_1}{\partial z} \right|_{z=0} = 0; \quad (8)$$

2 область:

$$\left. \frac{\partial \phi_2}{\partial r} \right|_{r=R_0} = 0; \quad (9)$$

3 область:

$$\left. \frac{\partial \phi_3}{\partial r} \right|_{r=r_2} = 0, \quad \left. \frac{\partial \phi_3}{\partial r} \right|_{r=R_0} = 0, \quad \left. \frac{\partial \phi_3}{\partial z} \right|_{z=l} = 0. \quad (10)$$

Условия сшивки полей в первой и второй области по давлению и по скорости:

$$\phi_2|_{z=a} = \begin{cases} \phi_1|_{z=a} & r_1 < r < R_0, \\ \frac{p_1}{i\omega\rho} & 0 < r < r_1; \end{cases} \quad (11)$$

$$\left. \frac{\partial \phi_2}{\partial z} \right|_{z=a} = \begin{cases} \left. \frac{\partial \phi_1}{\partial z} \right|_{z=a} & r_1 < r < R_0, \\ -V_1 & 0 < r < r_1, \end{cases} \quad (12)$$

где p_1 и V_1 - комплексные амплитуды давления и скорости во входном отверстии камеры ($z = a$) (они определяются суперпозицией падающей и отраженной от камеры плоских волн в входном волноводе).

Условия сшивки полей во второй и третьей области по давлению и по скорости:

$$\phi_2|_{z=b} = \begin{cases} \phi_3|_{z=b} & r_2 < r < R_0, \\ \frac{p_2}{i\omega\rho} & 0 < r < r_2; \end{cases} \quad (13)$$

$$\frac{\partial \phi_2}{\partial z} \Big|_{z=b} = \begin{cases} \frac{\partial \phi_3}{\partial z} \Big|_{z=b} & r_2 < r < R_0, \\ -V_2 & 0 < r < r_2, \end{cases} \quad (14)$$

где p_2 и V_2 – комплексные амплитуды давления и скорости в выходном отверстии камеры ($z = b$). Будем полагать, что в выходном патрубке отсутствует волна, бегущая справа налево, т.е. выполняется соотношение $p_2 = \rho c V_2$.

Подставляя выражения (5)-(7) в граничные условия (8)-(10) и условия шивки (11)-(14) и исключая неизвестные коэффициенты, получаем уравнения для нахождения поперечных собственных значений волнового числа для трех вышеуказанных областей объема камеры:

$$\begin{aligned} J_1\left(v_m^{(1)}R_0\right) - \frac{J_1\left(v_m^{(1)}r_1\right)}{N_1\left(v_m^{(1)}r_1\right)} N_1\left(v_m^{(1)}R_0\right) &= 0, \\ J_1\left(v_n^{(2)}R_0\right) &= 0, \\ J_1\left(v_p^{(3)}R_0\right) - \frac{J_1\left(v_p^{(3)}r_2\right)}{N_1\left(v_p^{(3)}r_2\right)} N_1\left(v_p^{(3)}R_0\right) &= 0. \end{aligned}$$

После преобразований получаем следующую бесконечную линейную систему уравнений, решение которой относительно коэффициентов $B_m^{(1)}, A_n^{(2)}, B_n^{(2)}, B_p^{(3)}$ позволяет получить численные значения элементов матрицы импедансов (или характеристической матрицы) многомодовой камеры с патрубками на выбранной частоте:

$$\begin{aligned} \sum_{n=0}^{\infty} \left[A_n^{(2)} \sin\left(k_n^{(2)}a\right) + B_n^{(2)} \cos\left(k_n^{(2)}a\right) \right] \cdot I_{1n} &= \frac{p_1}{i\omega\rho} I_{2n} + \sum_{m=0}^{\infty} B_m^{(1)} \cos\left(k_m^{(1)}a\right) \cdot I_{3nm}; \\ \sum_{n=0}^{\infty} \left[A_n^{(2)} k_n^{(2)} \cos\left(k_n^{(2)}a\right) - B_n^{(2)} k_n^{(2)} \sin\left(k_n^{(2)}a\right) \right] \cdot I_{1n} &= -V_1 \cdot I_{2n} - \sum_{m=0}^{\infty} B_m^{(1)} k_m^{(1)} \sin\left(k_m^{(1)}a\right) \cdot I_{3nm}; \\ \sum_{n=0}^{\infty} \left[A_n^{(2)} \sin\left(k_n^{(2)}b\right) + B_n^{(2)} \cos\left(k_n^{(2)}b\right) \right] \cdot I_{1n} &= \\ &= \frac{p_2}{i\omega\rho} \cdot I_{4n} + \sum_{p=0}^{\infty} B_p^{(3)} \left[\operatorname{tg}\left(k_p^{(3)}l\right) \cdot \sin\left(k_p^{(3)}b\right) + \cos\left(k_p^{(3)}b\right) \right] \cdot I_{5np}; \\ \sum_{n=0}^{\infty} \left[A_n^{(2)} k_n^{(2)} \cos\left(k_n^{(2)}b\right) - B_n^{(2)} k_n^{(2)} \sin\left(k_n^{(2)}b\right) \right] \cdot I_{1n} &= \\ &= -V_2 \cdot I_{4n} + \sum_{p=0}^{\infty} B_p^{(3)} k_p^{(3)} \left[\operatorname{tg}\left(k_p^{(3)}l\right) \cos\left(k_p^{(3)}b\right) - \sin\left(k_p^{(3)}b\right) \right] \cdot I_{5np}, \end{aligned}$$

где

$$I_{1n} = \frac{R_0^2}{2} J_0^2 \left(v_n^{(2)} R_0 \right),$$

$$I_{2n} = \frac{1}{v_n^{(2)}} r_1 \cdot J_1 \left(v_n^{(2)} r_1 \right),$$

$$I_{3nm} = \frac{v_n^{(2)} r_1 \cdot J_1 \left(v_n^{(2)} r_1 \right) \cdot \left[J_0 \left(v_m^{(1)} r_1 \right) + C_m^{(1)} \cdot N_0 \left(v_m^{(1)} r_1 \right) \right]}{\left(v_m^{(1)} \right)^2 - \left(v_n^{(2)} \right)^2},$$

$$C_m^{(1)} = -\frac{J_1 \left(v_m^{(1)} r_1 \right)}{N_1 \left(v_m^{(1)} r_1 \right)},$$

$$I_{4n} = \frac{1}{v_n^{(2)}} r_2 \cdot J_1 \left(v_n^{(2)} r_2 \right),$$

$$I_{5np} = \frac{\left(v_n^{(2)} \right)^2 r_2 \cdot J_1 \left(v_n^{(2)} r_2 \right) \cdot \left[J_0 \left(v_p^{(3)} r_2 \right) + C_p^{(3)} \cdot N_0 \left(v_p^{(3)} r_2 \right) \right]}{\left(v_p^{(3)} \right)^2 - \left(v_n^{(2)} \right)^2},$$

$$C_p^{(3)} = -\frac{J_1 \left(v_p^{(3)} r_2 \right)}{N_1 \left(v_p^{(3)} r_2 \right)}.$$

Задавая значение амплитуды колебательной скорости V_1 на входе в камеру и включая в число неизвестных величины p_1 и p_2 (амплитуда скорости V_2 определяется из соотношения $p_2 = \rho c V_2$, справедливого при нагрузке выходного волновода на волновое сопротивление среды ρc), из приведенной системы уравнений можно получить все характеристики акустического поля в многомодовой камере с патрубками, а также уровень глушения TL .

Для численного решения системы необходимо ограничить число уравнений (при этом число уравнений должно равняться числу неизвестных). Это можно сделать, ограничивая число мод, учитываемых в каждой из трех вышеуказанных областей объема камеры (очевидно, что нераспространяющиеся моды высших порядков на частотах ниже их критических частот возбуждаются тем менее эффективно, чем выше их порядок, т.е. чем выше их критическая частота). При этом, учитывая, что поперечные размеры

боковых областей 1 и 3 объема камеры меньше, чем радиус поперечного сечения центральной области 2 (и, соответственно, для мод одного и того же порядка критические частоты мод в боковых областях выше, чем в центральной), вполне естественно учитывать в центральной области, как минимум, на одну моду больше, чем в боковых областях. Действительно, для камеры с параметрами $R_0 = 6,5$ см, $r_1 = r_2 = 2,5$ см для первой моды в боковых областях критическая частота равна 4428 Гц, а в центральной - 3227 Гц, т.е. существенно ниже.

Максимальный порядок учитываемых мод (и соответственно, порядок системы) определяется заданной точностью решения и зависит от скорости сходимости алгоритма по числу мод.

Для решения полученной системы уравнения был использован метод обратной матрицы. Проведенные расчеты показали, что при выбранных параметрах камеры ($l = 5,3$ см, $R_0 = 6,5$ см, $r_1 = r_2 = 2,5$ см) основной вклад в акустическое поле в ней вносят первые 5 мод в центральной области и 4 моды в боковых областях. Оценки скорости сходимости численного алгоритма решения показали, что повышение порядка учитываемых мод выше 5 не приводит к сколь-нибудь заметным изменениям решения, т.е. алгоритм сходится довольно быстро, и на практике достаточно учитывать 4-5 мод в центральной области камеры и 3-4 моды в боковых областях.

Рассмотрим результаты расчетов уровня глушения многомодовых камер с патрубками. Наиболее очевидный вывод состоит в том, что наличие патрубков сильно усложняет частотную характеристику уровня глушения камеры даже при небольшой их длине, однако общие тенденции остаются теми же, что и для камер без патрубков. При увеличении длины патрубков более низкочастотный максимум уровня глушения смещается в сторону низких частот (рис. 9) (физическими причиной этого является увеличение взаимной присоединенной массы при удлинении патрубков), что открывает возможность более эффективного глушения в низкочастотном диапазоне при неизменной общей длине камеры.

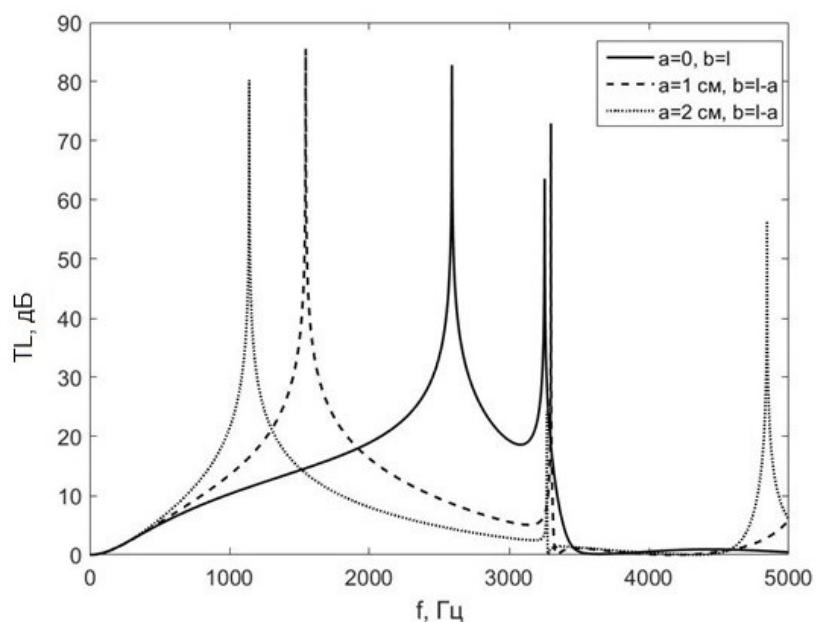


Рис. 9. Частотные зависимости уровня глушения для серии многомодовых камер с фиксированной длиной камеры и различными длинами патрубков.

Параметры камер: $l = 5,3$ см, $R_0 = 6,5$ см, $r_1 = r_2 = 2,5$ см

Из рис. 10, характеризующего изменения частотных характеристик TL по мере увеличения длины камеры при фиксированных длинах патрубков, следует, что для многомодовых камер с патрубками, как и для камер без патрубков, может наблюдаться в некотором смысле парадоксальный эффект: при уменьшении длины камеры l (по сравнению с «оптимальной» длиной $l = 5,3$ см) максимум уровня глушения смещается в сторону низких, а не высоких частот, т.е. более короткая камера лучше глушит на низких частотах. Это свидетельствует о существенной роли нераспространяющихся мод и весьма сложных явлениях в акустическом поле в таких системах. При увеличении же длины сверх $l = 5,3$ см поведение уровня глушения резко меняется, приобретая совершенно иной характер: на низких частотах камера ведет себя как одномодовая, а на частотах выше поперечного резонанса частотная зависимость уровня глушения приобретает сложный нерегулярный характер с чередованием высоких максимумов и глубоких минимумов. Заметим, что аналогичные изменения частотной зависимости уровня глушения наблюдаются и у многомодовых камер без патрубков (рис. 5), однако при наличии патрубков они носят более сложный характер, особенно на частотах выше критических частот мод первого порядка. В частности, при некоторых параметрах камер может наблюдаться более высокий уровень глушения на частотах, превышающих критические.

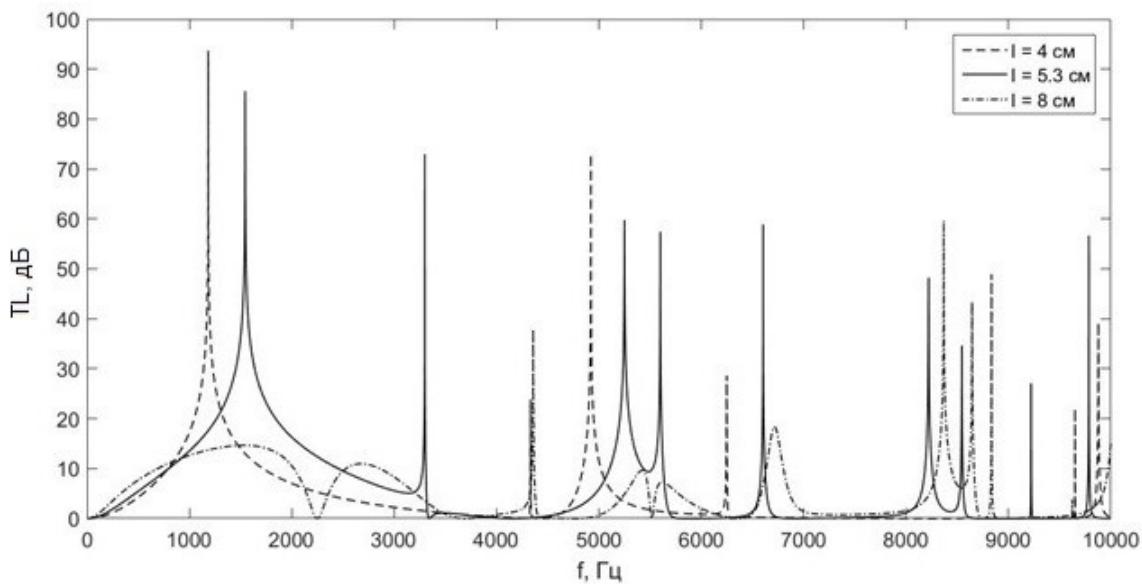


Рис. 10. Частотные зависимости уровня глушения многомодовых камер с патрубками при различных длинах камер.

Параметры камер: $R_0 = 6,5$ см, $r_1 = r_2 = 2,5$ см, $a = 1$ см, $b = l - a$

Заключение

Нераспространяющиеся моды вносят значительный вклад в формирование акустических свойств расширительных камер, имеющих поперечные размеры, сравнимые с длиной волн в рабочем диапазоне частот. Показано, что существование полос непропускания в цепочках камер связано лишь с модами высших порядков (первого и более высоких), а в одномодовых камерах, где во всем рабочем диапазоне частот существует лишь поршневая мода, существование полос непропускания невозможно в принципе.

На основе предложенного метода расчета звукового поля в многомодовых камерах с патрубками показано, что патрубки оказывают существенное влияние на

акустические характеристики камер, сильно деформируя частотную зависимость уровня глушения даже при небольших их длинах. Изменение длины патрубков открывает возможность некоторого увеличения уровня глушения в определенных диапазонах частот (например, в низкочастотном диапазоне или на частотах, превышающих критические частоты мод первого порядка), что может быть использовано для управления частотной характеристикой уровня глушения.

Список литературы

1. Ingard U. On the radiation of sound into a circular tube, with an application to resonators // J. Acoust. Soc. Am. – 1948. Vol. 20, №5. – P. 665-682.
2. Ingard U. On the theory and design of acoustic resonators // J. Acoust. Soc. Am. – 1953. Vol. 25, № 6. – P. 1037-1061.
3. Егорьевич А. В., Прудников А. С., Чернышев К. В. Исследование резонансных свойств некоторых типов неоднородных акустических волноводов // Акуст. журн. – 1973. Т. 19, № 3. – С. 352-358.
4. Кравчун П.Н., Чернышев К.В. О механизме звукоизолирующего действия многомодовых расширительных камер // Акуст. журн. – 1990. Т. 36, №1. – С.58-63.
5. Sahasrabudhe A.D., Anantha Ramu S., Munjal M.L. Matrix condensation and transfer matrix technique in the 3-D analysis of expansion chamber mufflers // Journal of Sound and Vibration. – 1991. Vol. 147, №3. – P. 371-394.
6. Sahasrabudhe A.D., Munjal M.L., Anantha Ramu S. Design of expansion chamber mufflers incorporating 3-D effects // Noise Control Engineering Journal. – 1992. Vol. 38, №1. – P. 27-38.
7. Комкин А.И. Оптимизация реактивных глушителей шума // Акуст. журн. – 2010. Т. 56, №3. – С. 373-379.
8. El-Sharkawy A. I., Nayfeh A. H. Effect of an expansion chamber on the propagation of sound in circular ducts // J. Acoust. Soc. Am. – 1978. Vol. 63, № 3. – P. 667-674.
9. Кравчун П.Н. Генерация и методы снижения шума и звуковой вибрации. – М.: Изд-во МГУ, 1991. – 184 с.
10. Бриллюэн Л., Пароди М. Распространение волн в периодических структурах. – М.: Изд-во иностранной литературы, 1959. – 458 с.

References

1. Ingard U. On the radiation of sound into a circular tube, with an application to resonators // J. Acoust. Soc. Am. – 1948. Vol. 20, №5. – P. 665-682.
2. Ingard U. On the theory and design of acoustic resonators // J. Acoust. Soc. Am. – 1953. Vol. 25, № 6. – P. 1037-1061.
3. Egorichev A.V., Prudnikov A.S., Chernishev K.V. Issledovanie resonansnyh svoistv nekotoryh tipov neodnorodnyh akusticheskikh volnovodov // Akust. zhurn. – 1973. Т. 19, № 3. – P. 352-358.
4. Kravchun P.N., Chernishev K.V. O mehanizme zvukoizoliruyushchego deistviya mnogomodovyh rasshiritel'nyh kamer // Akust. zhurn. – 1990. Т. 36, № 1. – P. 352-358.
5. Sahasrabudhe A.D., Anantha Ramu S., Munjal M.L. Matrix condensation and transfer matrix technique in the 3-D analysis of expansion chamber mufflers // Journal of Sound and Vibration. – 1991. Vol. 147, №3. – P. 371-394.

6. Sahasrabudhe A.D., Munjal M.L., Anantha Ramu S. Design of expansion chamber mufflers incorporating 3-D effects // Noise Control Engineering Journal. – 1992. Vol. 38, №1. – P. 27-38.
7. Komkin A.I. Optimizaciya reaktivnyh glushiteley shuma // Akust. zhurn. – 2010. T. 56, № 3. – P. 373-379.
8. El-Sharkawy A. I., Nayfeh A. H. Effect of an expansion chamber on the propagation of sound in circular ducts // J. Acoust. Soc. Am. – 1978. Vol. 63, № 3. – P. 667-674.
9. Kravchun P.N. Generaciya i metody snizheniya shuma i zvokovoy vibracii. – M.: Izd-vo MGU, 1991. – 184 p.
10. Brilluen L., Parodi M. Rasprostranenie voln v periodicheskikh strukturah. – M.: Izd-vo inostrannoy literatury, 1959. – 458 p.

УДК: 542.8
OECD: 1.03.AA

Демпфирование в трехслойных конструкциях металл-полимер-металл с термопластичной пленкой из поливинилацетата

Сятковский А.И.¹, Рюткянен Е.А.², А.В. Кудаев^{3*}

¹ К.х.н., директор по науке ОАО "Пластполимер"

² К.х.н., Кафедра химической технологии полимеров, Санкт-Петербургский
государственный технологический институт

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

Аннотация

Методом динамического механического анализа были получены унифицированные обобщенные кривые описывающие изменения компонентов комплексного модуля упругости для полимерной пленки на основе поливинилацетата ВПС-2,5 в широком интервале температур и частот. Эти данные были использованы для расчета собственных частот первых трех резонансов и коэффициентов механических потерь трехслойных структур металл-пленка-металл с различным соотношением толщин вязкоупругого и армирующего слоев. Расчетные данные сопоставлялись с экспериментальными. Дополнительно исследовались параметры демпфирования в консольно закрепленных трехслойных стержнях с внутренним слоем из ВПС-2,5. Показано, что высокие демпфирующие свойства материала ВПС-2,5 реализуются в трехслойных композитах при толщинах пленок 0,06-0,1 мм.

Ключевые слова: трехслойные композиты, термопластичные пленки, поливинилацетат, вибродемпфирующие материалы.

Damping in three-layer structures metal-polymer-metal with thermoplastic film of polyvinyl acetate

Syatkovsky A.I.¹, Ryutkyanen E.A.², Kudaev A.V.³

¹ Ph.D. in Chemistry, Director of Science, JSC "Plastpolymer"

² Ph.D. in Chemistry, Deputy Head of the Department for Academic Affairs, Department of Chemical
Technology of Polymers, St. Petersburg State Technological Institute

³ PhD in Technology, Associate Professor of the Department "Ecology and Industrial Safety", Baltic State
Technical University "VOENMEH" named after D.F. Ustinov
^{1,2,3} St. Petersburg, Russia

Abstract

The method of dynamic mechanical analysis was used to obtain unified generalized curves describing changes in the components of the complex modulus of elasticity for a polymer film based on polyvinyl acetate VPS 2.5 in a wide range of temperatures and frequencies. These data were used to calculate the natural frequencies of the first three resonances and the mechanical loss coefficients of three-layer metal-film-metal structures with different ratios of the thicknesses of the viscoelastic and reinforcing layers. The calculated data

*E-mail: ksiombarg1f@yandex.ru (Кудаев А.В.)

were compared with the experimental ones. Additionally, damping parameters were studied in cantilevered three-layer rods with an inner layer from VPS 2.5. It is shown that the high damping properties of the VPS 2.5 material are realized in three-layer composites with film thicknesses of 0.06–0.1 mm.

Keywords: three-layer composites, thermoplastic films, polyvinyl acetate, vibration damping materials

Введение

Одной из наиболее эффективных технологий вибродемпфирования является использование армированных и слоистых композитных материалов, в которых вязкоупругие полимерные слои распределены между жесткими упругими слоями металлов или жестких пластмасс. Жесткие слои, изготавливаемые из конструкционных материалов, воспринимают силовые воздействия, в то время как мягкие слои из вязкоупругих эластичных материалов (ВЭМ) обеспечивают диссипацию энергии за счет сдвиговых деформаций, возникающих при изгибных колебаниях в композитной структуре [1].

Наибольшее распространение получили трехслойные конструкции, состоящие из двух жестких несущих слоев и обеспечивающего их совместную работу мягкого слоя. Вязкоупругий полимер мягкого слоя характеризуется низким модулем сдвига, порождающим высокую сдвиговую податливость трехслойной конструкции, присущую всем работающим на изгиб многослойным структурам. Увеличение толщины вязкоупругого слоя приводит к снижению жесткости конструкции, что нежелательно, а, в ряде случаев, и абсолютно недопустимо. Рациональный выбор мягкого слоя вязкоупругого полимера, его толщина и расположение среди армирующих слоев позволяет увеличить демпфирование слоистой структуры по сравнению с однородной конструкцией близкой массы, жесткости и несущей способности [1-3].

Общей особенностью сэндвичевых конструкций, содержащих внутренние вязкоупругие полимерные слои, является наличие экстремальной зависимости демпфирующих характеристик от температуры и частоты возмущения. Эффективное демпфирование для каждого конкретного вида полимерного связующего при фиксированной частоте достигается в некотором конкретном интервале температур, вне которого эффективность демпфирования снижается. К таким материалам относятся вязкоупругие гомополимеры, проявляющие высокие диссипативные свойства в сравнительно узком температурном и частотном диапазонах [1,2].

В то же время, с расширением температурно-частотного интервала демпфирования, как правило, происходит снижение максимальной величины коэффициента механических потерь [4], что в ряде ответственных технических позиций нежелательно. Для этих позиций первостепенное значение имеют именно высокие коэффициенты потерь в конкретном, сравнительно узком диапазоне температур и частот, что открывает, на наш взгляд, дополнительные перспективы для тонких пленок из термопластичных демпфирующих материалов на основе гомополимеров.

В практическом отношении, при проектировании и создании вибродемпфирующих конструкций, содержащих внутренние слои из ВЭМ, для создания корректных математических моделей необходимо иметь полную информацию о физико-механических показателях полимерного связующего в широком интервале частот и температур. Однако, получение таких данных в достаточно широком интервале частот и температур представляет собой на практике достаточно сложную задачу. Использование принципа

температурно-частотной суперпозиции позволяет по набору базовых экспериментальных данных, полученного в относительно узком диапазоне частот и температур, рассчитать так называемые унифицированные обобщенные кривые для данного ВЭМ. Из этих унифицированных обобщенных кривых, представленных в специальной координатной сетке, могут быть определены значения модуля накопления и коэффициента потерь для данного ВЭМ в значительно более широком интервале температур и частот [2,5].

Ранее сообщалось об успешном опыте использования в составе сэндвичевых конструкций термопластичной пластифицированной пленки ВПС-2,5 на основе поливинилацетата (ПВА), обладающего исключительно высоким коэффициентом механических потерь [6]. Эта пленка успешно используется как вибропоглощающий слой в составе металлоконструкций и при производстве листовых вибродемптирующих материалов, таких как «Випонит» и «ВТП-2В» [7,8].

Цель работы - метом динамического механического анализа (DMA) провести исследование зависимостей от температуры и частоты модуля накопления и коэффициента механических потерь полимерной пленки ВПС-2,5 с целью построения для этого материала унифицированных обобщенных кривых компонентов комплексного модуля упругости в широком интервале температур и частот. На базе полученных универсальных обобщенных зависимостей провести расчет трехслойной структуры металл-полимер-металл с различным соотношением вязкоупругого и армирующих слоев. Путем сопоставления расчетных данных с экспериментальными оценить возможность использования пленки ВПС-2,5 в виде тонких слоев в составе слоистых композитных материалов.

1. Экспериментальная часть

Исходная пленка ВПС-2,5 соответствовала ТУ 4515-001-00203521-93.

Экспериментальные величины модуля накопления и коэффициента механических потерь определены на динамическом механическом анализаторе DMA Q-800 в режиме растяжения, в диапазоне температур $[-17 \div +34]^\circ\text{C}$ при фиксированных значениях частоты колебаний $f = 1, 2, 5, 10, 20, 40$ Гц. Экспериментальные значения собственных частот f_i^{exp} и соответствующих им коэффициентов механических потерь η_i^{exp} для i -ой моды ($i = 1 - 3$) колебаний без опорных трехслойных пластин определялись резонансным методом при $T = 28^\circ\text{C}$.

Разновидность классического метода Оберста для трехслойных консольно-закрепленных стержней со свободным концом [1,9] использована для измерения механических свойств пленки ВПС 2,5 в тонких слоях. Определялись собственные частоты f_1^{exp} для первых мод колебаний и соответствующие им значения коэффициентов механических потерь η_1^{exp} . Для повышения точности каждое измерение проводилось на 6 параллельных образцах.

Пластины и стержни изготавливались из стали ($E = 2,05$ ГПа, $\gamma = 0,29$, $\rho = 7700$ кг/м³), где - модуль Юнга, γ - коэффициент Пуассона, а ρ - плотность. Геометрические параметры пластин и стержней указаны в тексте.

2. Результаты

Для количественной характеристики упругих и диссипативных свойств полимеров используются аналитические зависимости составляющих комплексного модуля пружности: вещественной части комплексного модуля упругости (модуль накопления) $ReE(f,T) = E''(f,T)$ и мнимой части комплексного модуля упругости (модуль потерь) $ImE(f,T) = E''(f,T)$. Здесь f – частота колебаний, T – температура. Отношение модуля потерь к модулю накопления определяет величину коэффициента механических потерь $\eta(f,T) = E''(f,T)/E'(f,T)$ [2]. Аналитические представления зависимостей $E'(f,T)$, $E''(f,T)$, $\eta(f,T)$ находятся путем аппроксимации экспериментальных данных, полученных в процессе проведения динамического механического анализа.

На рис. 1 приведены экспериментальные величины модуля накопления $E1$ и коэффициента механических потерь η пленки марки ВПС-2,5, определенные методом ДМА в режиме растяжения. Из анализа приведенных на рис. 1 результатов следует, что для всех фиксированных значений f при температуре $T \leq -14^{\circ}\text{C}$ изменения величин модуля накопления и коэффициента механических потерь малы (материал деформируется почти упруго). Поэтому в дальнейшем рассматривается диапазон изменения температуры: $[-14 \div +34]^{\circ}\text{C}$

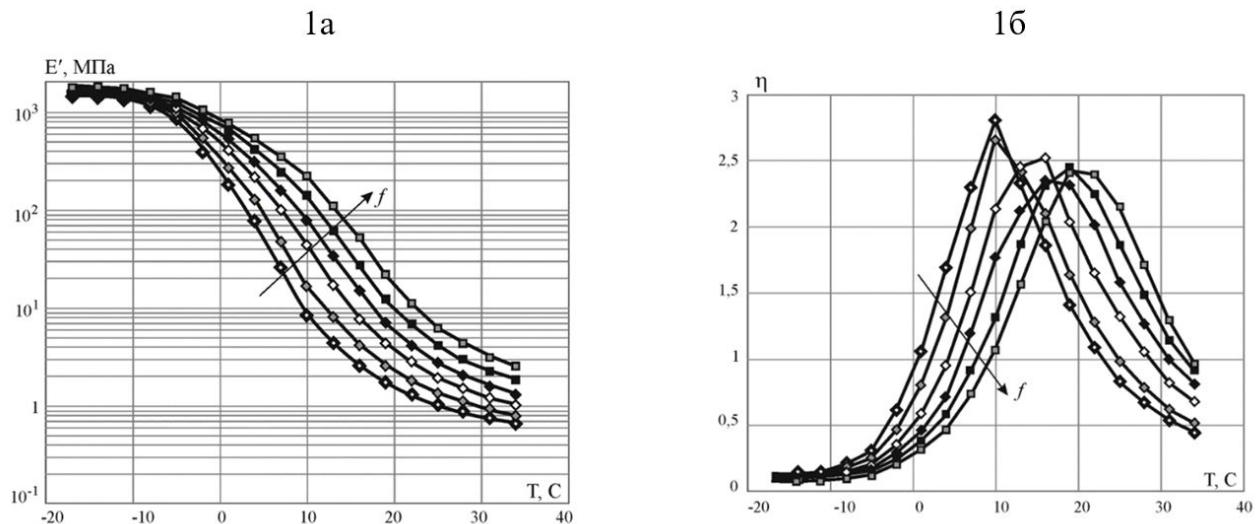


Рис. 1. Зависимости модуля накопления $E1$ (1а) и коэффициента механических потерь η (1б) от температуры для пленки ВПС-2,5. Спектры сняты при различных частотах $f = 1; 2; 5; 10; 20; 40$ Гц. Стрелкой на рисунке указан порядок расположения спектров в зависимости от используемой частоты

На рис. 2 представлен график зависимости коэффициента механических потерь η от абсолютного значения комплексного модуля упругости $E_M = [(E^1)^2 + (E^{11})^2]^{1/2}$, являющейся своего рода оценкой качества полученных экспериментальных данных [10].

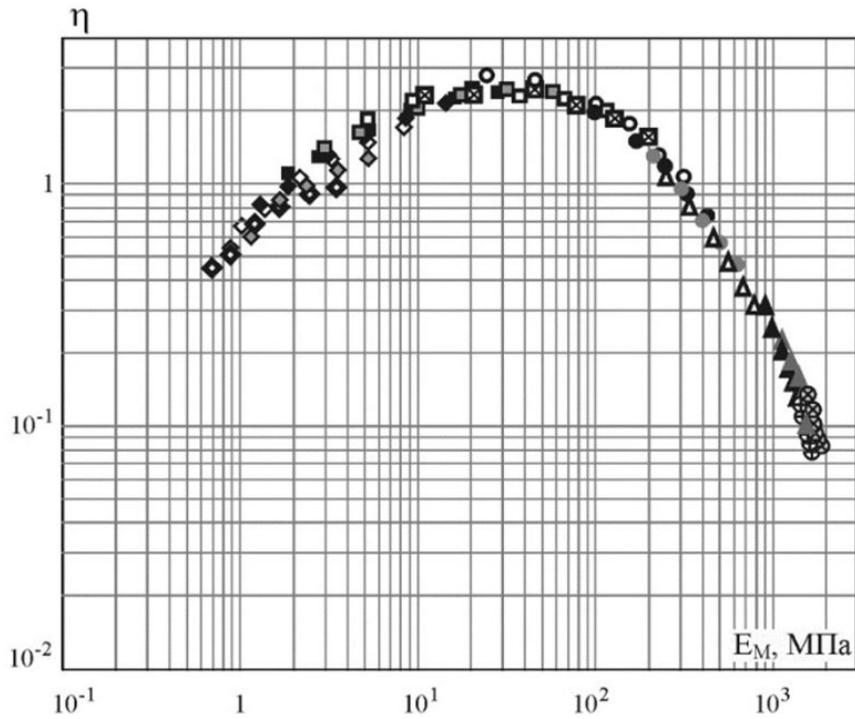


Рис. 2. Зависимость коэффициента механических потерь η от абсолютного значения комплексного модуля E_M при различных температурах и частотах (обозначения аналогичны использованным на рис.1)

Все экспериментальные точки лежат на плавной кривой, значительного разброса не наблюдается. Следовательно, пленка ВПС-2,5 может быть отнесена к термореологически простому материалу [11]. В этом случае применим метод температурно-частотного приведения, который позволяет установить безразмерную функцию температурного смещения [1,5,11].

Аппроксимация функции температурного смещения выполнена двумя способами: с использованием аналитической функции и эмпирического уравнения Вильямса, Ландела и Ферри (ВЛФ):

$$\lg \alpha_T = \frac{c_1(T - T_R)}{c_2 + (T - T_R)}$$

где в качестве температуры приведения используется значение $T_R = 16^\circ C$.

В качестве аналитической функции рассматривался полином $\lg \alpha_T = \sum_{i=1}^n \alpha_i (T)^{n-i}$, порядок которого устанавливался исходя из условия обеспечения наименьшего отклонения от аппроксимируемых данных.

Наилучшее приближение к экспериментальным данным обеспечивают следующие эмпирические параметры: $c_1 = 14,14$, $c_2 = 100,8$; $\alpha_1 = -1,26 \cdot 10^{-6}$, $\alpha_2 = 4,01 \cdot 10^{-5}$, $\alpha_3 = 2,13 \cdot 10^{-3}$, $\alpha_4 = -2,14 \cdot 10^{-1}$, $\alpha_5 = 2,74$.

При построении унифицированных обобщенных зависимостей модуль накопления и коэффициент механических потерь рассматриваются как функции приведенной частоты $f_{Ri} = f_i \alpha_T(T_i)$. Здесь f_i , T_i – частота и температура i -й экспериментальной точки; $\alpha_T(T_i)$ – значение функции температурного смещения, соответствующее температуре T_i .

На рис. 3 показан график зависимости компонентов комплексного модуля упругости от приведенной частоты f_R .

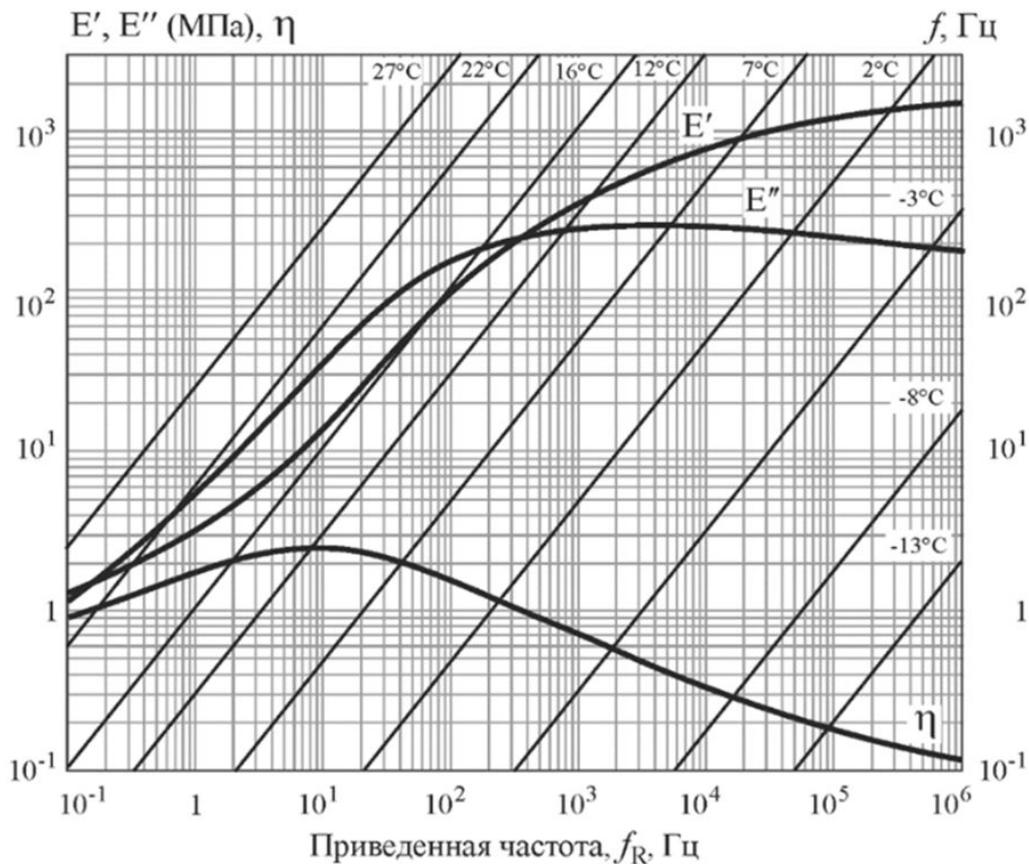


Рис. 3. Номограмма «температура- частота- приведенная частота» для компонентов комплексного модуля упругости пленочного материала ВПС-2,5

Расположенные на графике прямые линии постоянной температуры (температуры линии Джоунса), вместе с горизонтальной осью приведенной частоты и вертикальной осью частоты представляют номограмму «температура-частота-приведенная частота» [1,5,10] для пленки ВПС-2,5. Заметим, что в качестве аппроксимирующих функций могут быть использованы полиномиальные зависимости:

$$\lg E'(f_R) = \sum_{m=0}^N p_m (\lg f_R)^{(N-m)}, \quad \lg \eta(f_R) = \sum_{m=0}^N q_m (\lg f_R)^{(N-m)},$$

коэффициенты в которых определяются так, чтобы обеспечить наименьшее отклонение с экспериментом в исследуемом диапазоне частот (в нашем случае в диапазоне $[0.1 - 10^6]$ Гц).

Естественно, что в реальных расчетах удобнее пользоваться полиномиальным представлением компонентов комплексного модуля, чем соответствующими номограммами.

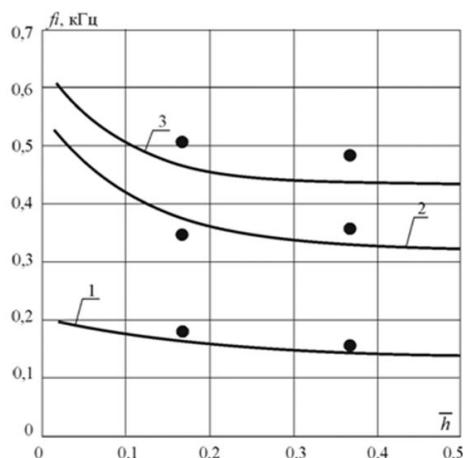
3. Демпфирование в структурах металл –ВПС-2,5 -металл

Рассматриваемые вязкоупругие полимеры используются при создании слоистых структур с высоким уровнем диссипативных характеристик. Простейшая структура представляет собой трехслойную пластину, образованную двумя жесткими слоями из металла и мягким средним слоем из вязкоупругого полимера. Поперечные затухающие колебания трехслойной пластины с жесткими внешними изотропными слоями равной толщины и средним слоем из вязкоупругого полимера описываются

системой дифференциальных уравнений и естественными граничными условиями, полученными как частный случай более общей задачи, рассмотренной в [12,13]. Для решения комплексных задач на собственные значения применялся метод итераций третьего порядка, описанный в [14].

Математическая модель затухающих колебаний трехслойной пластины, достоверность которой подтверждена в [12], использовалась для иллюстрации достоверности аналитического описания свойств вязкоупругого полимера среднего слоя. Для этого были изготовлены четыре опытных трехслойные пластины, геометрические размеры которых приведены в табл. 1, и проведено сопоставление расчетных и экспериментальных значений их собственных частот и коэффициентов механических потерь. Мягкий слой трехслойных пластин выполнялся из вязкоупругого полимера ВПС-2,5. В расчетах для вязкоупругого слоя использовались значения $\gamma = 0,5$, $\rho = 1290 \text{ кг}/\text{м}^3$, где γ - коэффициент Пуассона, а ρ - плотность. Значения модуля накопления E_1 и η при 28°C брались из полученных выше унифицированных кривых для компонентов комплексного модуля (Рис. 4).

4а



4б

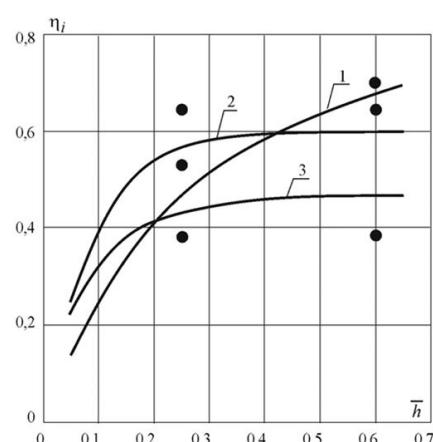


Рис. 4. Сопоставление расчетных (сплошные линии) и экспериментальных данных (точки) от относительной толщины вязкоупругого слоя \bar{h} собственных частот колебаний f (4а) и коэффициентов механических потерь η (4б) для первых трех мод колебаний $i = 1,2,3$. Образцы 1 и 2 (таблица 1)

Таблица 1

Геометрические размеры опытных трехслойных пластин: длина пластин 400 мм, ширина пластин 50 мм. $h_1 = h_3 = h$ – толщина внешних металлических слоев, h_2 – толщина внутреннего слоя из пленки ВПС-2,5

№ пластины	$Bh_1 = h_3 = h, \text{ мм}$	$h_2, \text{ мм}$
1	3	0,35
2	3	1,2
3	2	0,5
4	2	1,2

Графики расчетных зависимостей собственных частот колебаний трехслойных пластин $f_i^{cal} = f_i^{cal}(\bar{h})$ и соответствующих этим частотам коэффициентов механических

потерь $\eta_i^{cal} = \eta_i^{cal}(\bar{h})$ от относительной толщины слоя вязкоупругого полимера $\bar{h} = h_2/h$ сплошными линиями приведены на рис. 4 и рис.5. На этих же рисунках точками изображены экспериментальные значения собственных частот f_i^{exp} и коэффициентов механических потерь η_i^{exp} ($i = 1 - 3$), где i - соответствующий номер колебательной моды. Совместный анализ результатов, приведенных на рис. 4, 5 свидетельствует об адекватности аналитического описания упругих и диссипативных свойств, входящего в состав слоистой конструкции вязкоупругого полимера в широком температурно-частотном диапазоне. Для рассмотренных трехслойных пластин справедливы неравенства, $\Delta f_i \leq |10\%|$, $\Delta \eta_i \leq |19\%|$, где $\Delta f_i = [(f_i^{cal}/f_i^{exp}) - 1] \times 100\%$, а $\Delta \eta_i = [(\eta_i^{cal}/\eta_i^{exp}) - 1] \times 100\%$ величины, характеризующие расхождения между значениями экспериментальных и расчетных данных.

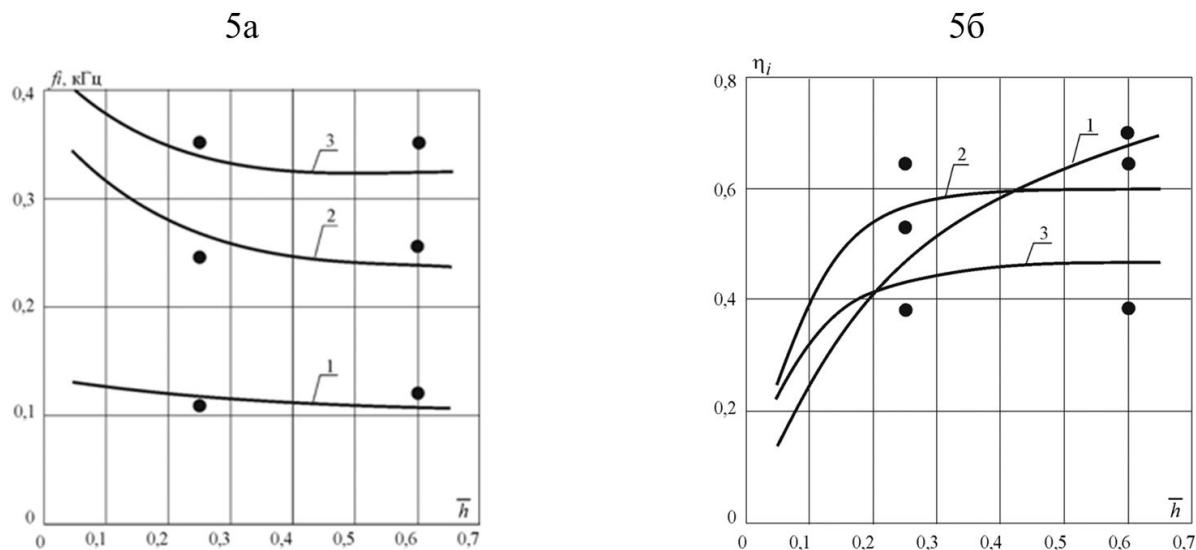


Рис. 5. Сопоставление расчетных (сплошные линии) и экспериментальных данных (точки) от относительной толщины вязкоупругого слоя \bar{h} собственных частот колебаний f (5а) и коэффициентов механических потерь η (5б) для первых трех мод колебаний $i = 1, 2, 3$. Образцы 3 и 4 (таблица 1).

Расчетные и экспериментальные данные, представленные на рис.4 и рис.5, относятся к случаю без опорных трехслойных пластин со свободными концами. Для проверки возможности материала ВПС-2,5 осуществлять эффективное демпфирование в виде очень тонких пленок были исследованы зависимости коэффициента механических потерь в трехслойных металл-полимер-металл, консольно-закрепленных стержнях со свободными концами от толщины внутренних и внешних слоев конструкции (Таблица 2).

Таблица 2

Геометрические параметры трехслойных стержней, собственная частота 1 моды f_1 , коэффициент потерь на частоте f_1 для колебаний консольно закрепленных стержней по методу Оберста; $h_1 = h_3 = h$ – толщина внешних армирующих слоев, h_2 – толщина внутреннего слоя из пленки ВПС-2,5, длина стержней 230 мм, ширина 8 мм

№ образца	$h_1 = h_3 = h$, мм	h_2 , мм	h_2/h	f_1	η_1
5	3	0,06	0,02	284	0,345
6	3	0,22	0,07	320	0,42
7	3	0,5	0,17	345	0,81
8	2	0,06	0,03	207	0,255
9	2	0,29	0,15	253	0,29
10	2	0,52	0,26	250	0,53
11	1,5	0,1	0,07	178	0,35
12	1,5	0,25	0,17	180	0,35
13	1,5	0,45	0,30	165	0,96

Известно, что зависимость абсолютных значений коэффициентов механических потерь от соотношения толщин вязкоупругого и армирующих слоев определяется как граничными условиями в трехслойных структурах, так и модой собственных колебаний [15, 16].

Представленные на рис.4б, 5б и в таблице 2 экспериментальные данные свидетельствуют о том, что, хотя с увеличением толщины вязкоупругого слоя коэффициент механических потерь увеличивается, пленки ВПС-2,5 обладают достаточно высокими диссипативными свойствами и при толщинах 0,06 - 0,10 мм, соответствующих соотношению толщин вязкоупругого и армирующего слоев $\bar{h} \approx 0,02$.

Заключение

Полученные в работе результаты позволяют сформулировать следующие выводы:

- показано, что пленки из вибропоглощающего материала ВПС-2,5 обладают высокими диссипативными свойствами в слоях толщиной 0,06 -0,1 мм, что делает их перспективным компонентом для многослойных композиционных материалов;

- для ВПС-2,5 получены универсальные обобщенные зависимости компонентов комплексного модуля в широком диапазоне частот и температур, что позволяет использовать эти данные при математическом моделировании и проектировании демпфирующих конструкций;

- корректность полученных обобщенных унифицированных кривых проверена путем сопоставления расчетных и экспериментальных данных по частотам собственных колебаний и коэффициентов потерь для трехслойной пластины вида: металл- пленка ВПС-2,5- металл.

Список литературы

1. Amr M.Baz.Active and passive vibration damping // John Wiley & Sons. 2018. P. 752. ISBN: 978-1-118-53760-2
2. Chakraborty B.C., Debdatta Ratna. Polymer for vibration damping applications // Elsevier. 2020. P. 348. eBook ISBN: 9780128192535.

3. Nikbakt S., Kamarian S., Shakeri M. A review on optimization of composite structures Part I: Laminated composites // Compos. Structures. 2018. V. 195. P. 158–185. <https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2018.03.063>
4. Hartman B.// Sound and Vibration Damping with Polymers: ACS Symp.Ser.Am. Chem.Soc.Washington, DC, 1990. P.23-45.
5. Rouleau L., Pluymers B., Destem W. Characterization and modeling of the viscoelastic behavior of a self-adhesive rubber using dynamic mechanical analysis test // Journal of Aerospace Technology and Management. 2015. Vol. 7. No 2. Apr.-Jun. P. 200-208.
6. Скуратова Т.Б., Кириллов С.Е., Сятковский А.И. Диссипативные свойства полимерных пленок и композитных материалов на основе поливинилацетата // ЖПХ. 2019. Т. 92. № 7. С. 881–887. <https://doi.org/10.1134/S0044461819070090>
7. Кирпичников В.Ю., Сятковский А.И., Шлемов Ю.Ф. Высокоэффективные средства низкочастотного демпфирования с упругим элементом из полимерной пленки // Судостроение. 2020. № 1. С. 44-47.
8. Платонов М.М., Шульдешов Е.М., Нестерова Т.А., Сагомонова В.А. Акустические полимерные материалы нового поколения // Труды ВИАМ. 2016. Т. 40. № 4. С. 76–84. [dx.doi.org/10.18577/2307-6046-2016-0-4-9-9](https://doi.org/10.18577/2307-6046-2016-0-4-9-9)
9. Pravin P.Hujare, Anil D.Sahasrabudhe Experimental investigation of damping performance of viscoelastic material using constrained layer damping treatment. Procedia Materials Science, 2014, Vol.5, P.726-733. doi:10.1016/j.mspro.2014.07.32
10. ГОСТ ИСО 10112-2002 Материалы демпфирующие. Графическое представление комплексных модулей упругости.
11. Ferry J.D. Viscoelastic Properties of Polymers. 3rded. New York, NY: Wiley, 1980. 641 р.
12. Рябов В. М., Ярцев Б. А., Паршина Л. В. Связанные колебания вязкоупругих трехслойных композитных пластин. 1. Постановка задачи // Вестник Санкт-Петербургского университета. Математика. Механика. Астрономия. 2020. Т. 7 (65). Вып. 3. С. 469-480.
13. Рябов В. М., Ярцев Б. А., Паршина Л. В. Связанные колебания вязкоупругих трехслойных композитных пластин. 2. Численный эксперимент // Вестник Санкт-Петербургского университета. Математика. Механика. Астрономия. 2021. Т. 8 (66). Вып. 1. С. 88-100.
14. Паршина Л.В., Рябов В.М., Ярцев Б.А. Рассеяние энергии при колебаниях неоднородных композитных структур. 2. Метод решения // Вестник Санкт-Петербургского университета. Математика. Механика. Астрономия. 2018. Т. 5 (63). Вып. 4. С. 678-688.
15. Sher B.R., Moreira R.A.S. Dimensionless analysis of constrained damping treatments // Composite Structure 2013. Vol.99, P.241-254. [http://dx.doi.org/10.1016/j.compstruct.2012.11.037](https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2012.11.037)
16. Akoussan K., Boudaoud H., El Daya M., Koutsawa Y., Carrera E.// Sensitivity analysis of the damping properties of viscoelastic composite structure according to the layers thicknesses. Composite Structures.2016. Vol.49, P.11-25

References

1. Amr M.Baz. Active and passive vibration damping // John Wiley & Sons. 2018. P. 752. ISBN: 978-1-118-53760-2
2. Chakraborty B.C., Debdatta Ratna. Polymer for vibration damping applications // Elsevier. 2020. P. 348. eBook ISBN: 9780128192535.

3. Nikbakt S., Kamarian S., Shakeri M. A review on optimization of composite structures Part I: Laminated composites // Compos. Structures. 2018. V. 195. P. 158–185. <https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2018.03.063>
4. Hartman B.// Sound and Vibration Damping with Polymers: ACS Symp.Ser.Am. Chem.Soc.Washington, DC, 1990. P.23-45.
5. Rouleau L., Pluymers B., Destem W. Characterization and modeling of the viscoelastic behavior of a self-adhesive rubber using dynamic mechanical analysis test // Journal of Aerospace Technology and Management. 2015. Vol. 7. No 2. Apr.-Jun. P. 200-208.
6. Skuratova T.B., Kirillov S.E., Syatkovsky A.I. Dissipative properties of polymer films and composite materials based on polyvinyl acetate // ZhPKh. 2019. V. 92. No 7. S. 881-887. <https://doi.org/10.1134/S0044461819070090>
7. Kirpichnikov V.Yu., Syatkovsky A.I., Shlemov Yu.F. Highly effective means of low-frequency damping with an elastic element made of a polymer film // Shipbuilding. 2020. No. 1. S. 44-47.
8. Platonov M.M., Shuldeshev E.M., Nesterova T.A., Sagomonova V.A. Acoustic polymeric materials of a new generation // Proceedings of VIAM. 2016. V. 40. No. 4. S. 76-84. dx.doi.org/10.18577/2307-6046-2016-0-4-9-9
9. Pravin P.Hujare, Anil D.Sahasrabudhe Experimental investigation of damping performance of viscoelastic material using constrained layer damping treatment. Procedia Materials Science, 2014, Vol.5, P.726-733. doi:10.1016/j.mspro.2014.07.32
10. GOST standard ISO 10112-2002 Damping materials. Graphical representation of complex moduli of elasticity.Ferry J.D. Viscoelastic Properties of Polymers. 3rded. New York, NY: Wiley, 1980. 641 p.
11. Ferry J.D. Viscoelastic Properties of Polymers. 3rded. New York, NY: Wiley, 1980. 641 p.
12. V. M. Ryabov, B. A. Yartsev, and L. V. Parshina, Coupled vibrations of viscoelastic three-layer composite plates. 1. Statement of the problem // Bulletin of St. Petersburg University. Maths. Mechanics. Astronomy. 2020. Vol. 7 (65). Issue. 3. S. 469-480.
13. V. M. Ryabov, B. A. Yartsev, and L. V. Parshina, Coupled vibrations of viscoelastic three-layer composite plates. 2. Numerical experiment // Bulletin of St. Petersburg University. Maths. Mechanics. Astronomy. 2021. Vol. 8 (66). Issue. 1. S. 88-100.
14. Parshina L.V., Ryabov V.M., Yartsev B.A. Energy dissipation during vibrations of inhomogeneous composite structures. 2. Method of solution // Bulletin of St. Petersburg University. Maths. Mechanics. Astronomy. 2018. V. 5 (63). Issue. 4. S. 678-688.
15. Sher B.R., Moreira R.A.S. Dimensionless analysis of constrained damping treatments // Composite Structure 2013. Vol.99, P.241-254. <http://dx.doi.org/10.1016/j.compstruct.2012.11.037>
16. Akoussan K., Boudaoud H., El Daya M.,KoutsawaY.,Carrera E.// Sensitivity analysis of the damping properties of viscoelastic composite structure according to the layers thicknesses. Composite Structures.2016. Vol.49, P.11-25.

УДК: 534.21: 621.92 + 06

OECD: 1.03.AA

Теоретическое обоснование способов снижения шума и вибраций крупногабаритных шлифовальных кругов

Солдатов А.Г.¹, Чукарин А.Н.², Финоченко Т.А.^{3*}, Суворова Т.К.⁴

¹ Аспирант

² Д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Основы проектирования машин»

³ К.т.н., доцент, заведующий кафедрой «Безопасность жизнедеятельности»

⁴ Магистрант, Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ»
им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, РФ

^{1,2,3} Ростовский государственный университет путей сообщения, г. Ростов-на-Дону, РФ

Аннотация

Зубошлифовальные и шлицешлифовальные станки используется для придания зубу колеса правильную форму и снижению шероховатости его поверхности, в результате чего достигается максимальная точная форма зубьев колеса и его размер. При выполнении зубо- и шлицешлифовальных работ используются шлифовальные круги, диаметры которых изменяются в пределах от 90 до 400 мм, а ширина от 32 до 100 мм. Причем, изгибная жесткость таких кругов значительно выше, чем у кругов шириной 6 и 13 мм, данные этих исследований, которых приведены в работе. Снижение уровней шума возникающих при работе металлообрабатывающего оборудования связано с необходимостью созданием допустимых условий труда. Поэтому в данной статье приведены теоретические и экспериментальные исследования, которые проводились для снижения шума при использовании вышеуказанных кругов $d \times h = (90 \pm 400)(31 \pm 100)$ мм.

Ключевые слова: уровни шума, шлифовальный круг, коэффициент потерь колебательной энергии, изгибная жесткость, излучение звуковой энергии

Theoretical substantiation of ways to reduce noise and vibrations of large-sized grinding wheels

Soldatov A.G.¹, Chukarin A.N.², Finochenko T.A.^{3*}, Suvorova T.K.⁴

¹ Postgraduate student

² DSc in Technology., Professor, Head of the Department "Fundamentals of Machine Design"

³ PhD in Technology, Associate Professor, Head of the Department of "Life Safety"

⁴ Master's student, Baltic State Technical University "VOENMEH" named after D.F. Ustinov,
St. Petersburg, Russia

^{1,2,3} Rostov State University of Railway Transport, Rostov-on-Don, Russia

Abstract

Gear grinding and spline grinding machines are used to give the wheel tooth the correct shape and reduce its surface roughness, resulting in the most accurate wheel tooth shape and size. When performing gear and spline grinding, grinding wheels are used, the diameters of which vary from 90 to 400 mm, and the width from 32 to 100 mm. Moreover, the flexural rigidity of such circles is much higher than that of circles with a width of 6 and 13 mm, the data of these studies, which are given in the work. Reduction of noise levels

arising from the operation of metalworking equipment is associated with the need to create acceptable working conditions. Therefore, this article presents theoretical and experimental studies that were carried out to reduce noise when using the above circles $d \times h = (90 \pm 400)(31 \pm 100)$ mm.

Keywords: noise levels, grinding wheel, vibration energy loss factor, bending stiffness, sound energy emission

Введение

Основными источниками излучения звуковой энергии и превышения уровней шума, создаваемых на рабочих местах станочников, являются обрабатываемые заготовки и шлифовальные круги. Геометрические конфигурации таких излучающих элементов позволяют определить в качестве типа источника шума круглую пластину, закрепленную в центре. Шлифовальные круги представляют собой консольно-закрепленные круглые диски [1-3], установленные на шпинделе шлифовальной бабки (рис. 1)

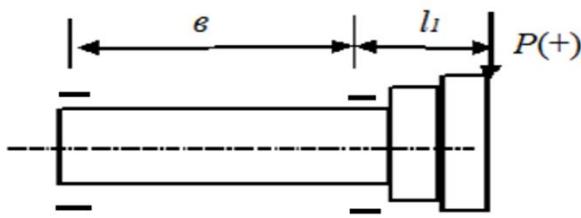


Рис. 1. Компоновка узла резания:
 b – длина межпорной части, м; l_1 – длина консольной части узла резания

1. Вывод зависимостей

Звуковое давление (P) и звуковая мощность (N) такого источника по данным исследований [4,5] определяются выражениями:

$$P = \frac{R^2 \omega \rho_0 V_k}{2r} \quad \text{и} \quad N = \frac{\pi R^2 \rho_0 C_0 (k_0 R)^2 V_k^2}{2} \quad (1)$$

где R - радиус круга, м; ρ_0 - плотность воздуха ($\text{кг}/\text{м}^3$); C_0 – скорость звука в воздухе ($\text{м}/\text{с}$); ω - круговая частота колебаний, $\text{рад}/\text{с}$; k_0 - волновое число, м^{-1} ; r - расстояние от расчетной точки до источника шума, м; V_k - скорость колебаний круга, $\text{м}/\text{с}$.

С учетом известных физико-механических характеристик и данных работ [6-8] получены выражения уровней звукового давления и звуковой мощности:

$$\begin{aligned} L_p &= 20 \lg \frac{2\pi f_k \rho_0 V_0}{2r \cdot 2 \cdot 10^{-5}} = 20 \lg \frac{2f_k V_k R^2}{10^{-5} r} \\ L_N &= 10 \lg \frac{0.44 (f_k V_k)^2 R^4}{10^{-12}} \end{aligned} \quad (2)$$

где f_k – собственные частоты колебаний источника шума, Гц.

Звуковая энергия межпорной части шпинделя излучается во внутренний воздушный объем корпуса шлифовальной бабки и вследствие его высокой звукоизоляции

не оказывает влияния на формирование звукового поля на рабочих местах станочников резьбо- и шлифовальных станков. В этом случае учитывается излучение самим шлифовальным кругом, скорость колебаний которого определяется из дифференциального уравнения

$$m \frac{d^2y}{dt^2} + \frac{2m\delta_0}{T} \cdot \frac{dy}{dt} + C \cdot Y = P(t) \quad (3)$$

где $P(t)$ - сила резания, Н; m - масса круга, кг; T - период колебаний, с; δ_0 - логарифмический декремент колебаний, равный по данным работы [9] для шлифовальных оправок 0,32; t - время, с; Y - прогиб узла шлифования, м; C - жесткость системы, Н/м;

$$C = \frac{3EJ_2}{l_1^3}$$

где E – модуль упругости, Па; l_1 – длина консольной части узла шлифования, м; J – момент инерции, м⁴.

Собственная частота колебаний шлифовального круга приведена к виду:

$$f_h = \frac{kh}{7R} \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (4)$$

где k – коэффициент, определяющий собственную частоту колебаний круга; h – толщина шлифовального круга, м; R – радиус шлифовального круга, м; E – модуль упругости, Па; ρ – плотность материала круга, кг/м³.

Тогда уравнение (3) примет вид

$$\frac{d^2Y}{dt^2} + 9 \cdot 10^{-2} \frac{kh}{R} \sqrt{\frac{E}{\rho}} \frac{dy}{dt} + \frac{0,4R^3}{pl_1^3 h} \cdot y = \frac{0,32P_p}{\rho R^2 h} \cos(0,017nK_3 t + \varphi) \quad (5)$$

где P_p - амплитуда силы резания, Н; n – частота вращения шлифовального круга, об/мин; K_3 – коэффициент зернистости шлифовального круга; ϕ – фазовый сдвиг, связанный с соотношением частот вращения шлифовального круга и заготовки; h – толщина круга, м.

Из данного уравнения найдено частное решение относительно модуля максимального значения скорости колебаний

$$|V_{kr}| = \frac{5,4 \cdot 10^{-2} P n K_3}{\rho R h} \sum_{k=1}^{k^*} \left\{ \left[\frac{0,4R^3}{pl_1^3 h} - 3 \cdot 10^{-4} (n K_3)^2 \right]^2 + 2 \cdot 10^{-5} \left(\frac{k h n K_3}{R} \right)^2 \frac{E}{\rho} \right\}^{-0,5} \quad (6)$$

Общее решение получено с учетом допущений, что:

$$1) 0,05 \frac{k}{R} \sqrt{\frac{E}{\rho h}} \ll 0,75 \frac{R^2 E}{\rho R^2 h}$$

2) прогиб консольной части складывается из упругих смещений деформации опор шпинделя [1]

$$Y_1 = \frac{P}{j_A} \left(\frac{\lambda + 1}{\lambda} \right)^2 + \frac{P}{j_B} \cdot \frac{1}{\lambda^2},$$

где j_A и j_B - жесткости соответственно передней и задней опор, Н/м,

$$\lambda = \frac{b}{l_1}$$

а величина прогиба узла резания как упругой балки с учетом задания модуля упругости в комплексной форме определяется по формуле

$$Y_2 = \frac{Pl_1^2 b}{3E_1 J_1 (1 + \eta_1^2)} + \frac{Pl_1^3}{3E_2 J_2 (1 + \eta_2^2)}$$

где I_1 и I_2 – моменты инерции межпоршневых консольных участков шпинделя, м⁴; b – длина межпоршневой части шпинделя, м; E – модуль упругости, Па; l_1 – длина консольной части узла резания, м; η – коэффициент потерь колебательной энергии.

Тогда уравнение свободных колебаний и общее решение относительно модуля скорости колебаний определяются как

$$\frac{d^2y}{dt^2} + 0,75 \frac{R^2 E}{pl_1^3 h} \cdot y = 0$$

$$|V_{k_0}| = \left[\frac{P}{j_A} \left(\frac{\lambda + 1}{\lambda} \right)^2 + \frac{P}{j_B} \frac{1}{\lambda^2} + \frac{Pl_1^3 b}{3E_1 J_1} + \frac{Pl_1^3}{3E_2 J_2} \right] \cdot 0,9R \sqrt{\frac{E}{pl_1^3 h}} \cdot \sin 0,9R \sqrt{\frac{E}{pl_1^3 h}} t, \quad (7)$$

В этом случае скорость колебаний определяется выражением:

$$|V_k| = \left[\frac{P}{j_A} \left(\frac{\lambda + 1}{\lambda} \right)^2 + \frac{P}{j_B} \frac{1}{\lambda^2} + \frac{Pl_1^3 b}{3E_1 J_1} + \frac{Pl_1^3}{3E_2 J_2} \right] \cdot 0,9R \sqrt{\frac{E}{pl_1^3 h}} \cdot \sin 0,9R \sqrt{\frac{E}{pl_1^3 h}} t + \\ + \frac{3,2 \cdot 10^{-5} P n K_3}{\rho R^2 h} \cdot \sum_{k=1}^{k^*} \left\{ \left[\frac{0,4R^3}{pl_1^3 h} - 3 \cdot 10^{-4} (n K_3)^2 \right]^2 + 2 \cdot 10^{-5} \left(\frac{k h n K_3}{R} \right)^2 \cdot \frac{E}{\rho} \right\}^{-0,5} \quad (8)$$

Полученные зависимости позволяют теоретически определить скорости колебаний шлифовальных кругов и консольно-закрепленных заготовок на собственных частотах колебаний, подставив в формулу уровни звукового давления или звуковой мощности, и фактически определить уровни спектральных составляющих шума при наличии численных значений частотно-зависимых коэффициентов потерь колебательной энергии.

2. Определение коэффициентов потерь колебательной энергии для шлифовальных кругов

Коэффициенты потерь колебательной энергии для кругов шириной более 25 мм измерялись согласно методики, изложенной в работе [10-12]. Результаты измерений показали, что коэффициенты потерь колебательной энергии кругов с $h > 25$ мм изменяется не более, чем на 4-5%, что практически не оказывает влияние на точность инженерных расчетов уровней звукового давления и вибраций. Поэтому для виброакустических расчетов шлифовальных кругов 25 мм и были приняты данные, приведенные ниже. Экспериментальные значения коэффициентов потерь колебательной энергии для кругов толщиной $h \geq 25$ мм приведены на рис.2.

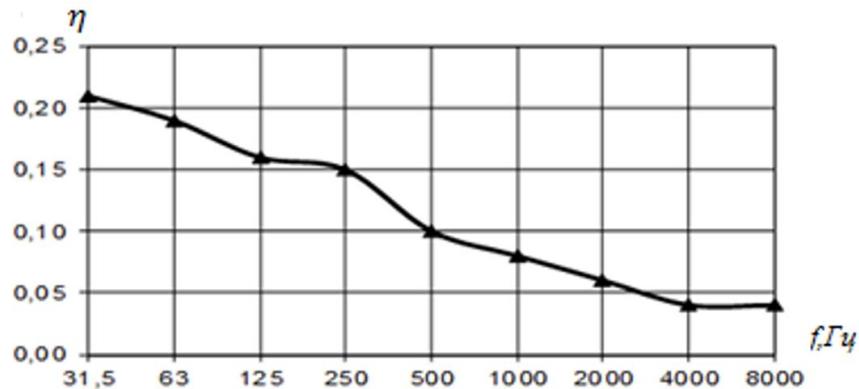


Рис. 2. Коэффициент потерь колебательной энергии для кругов толщиной $h \geq 25$ мм

Результаты регрессионного анализа нелинейными функциями представлены в табл. 1 и на рис. 3

Таблица 1

Результаты регрессионного анализа нелинейными функциями

Название кривой	Уравнение	СКО
Экспоненциальная	$\eta = 0,138e^{-2,01 \cdot 10^{-4}f}$	$3,96 \cdot 10^{-2}$
Степенная	$\eta = 0,774f^{-0,335}$	$1,61 \cdot 10^{-2}$
Гиперболическая 1 типа	$\eta = 0,078 + \frac{5,15}{f}$	$3,51 \cdot 10^{-2}$
Гиперболическая 2 типа	$\eta = \frac{1}{7,636+0,027f}$	$4,01 \cdot 10^{-2}$
Гиперболическая 3 типа	$\eta = \frac{f}{-478,543+15,883f}$	$4,80 \cdot 10^{-1}$
Логарифмическая	$\eta = 0,324 - 0,034 \cdot \ln f$	$1,09 \cdot 10^{-2}$
S-образная	$\eta = e^{-2,655 + \frac{45,109}{f}}$	$4,96 \cdot 10^{-2}$
Обратнологарифмическая	$\eta = \frac{1}{-12,52+4,02 \cdot \ln f}$	$1,91 \cdot 10^{-1}$

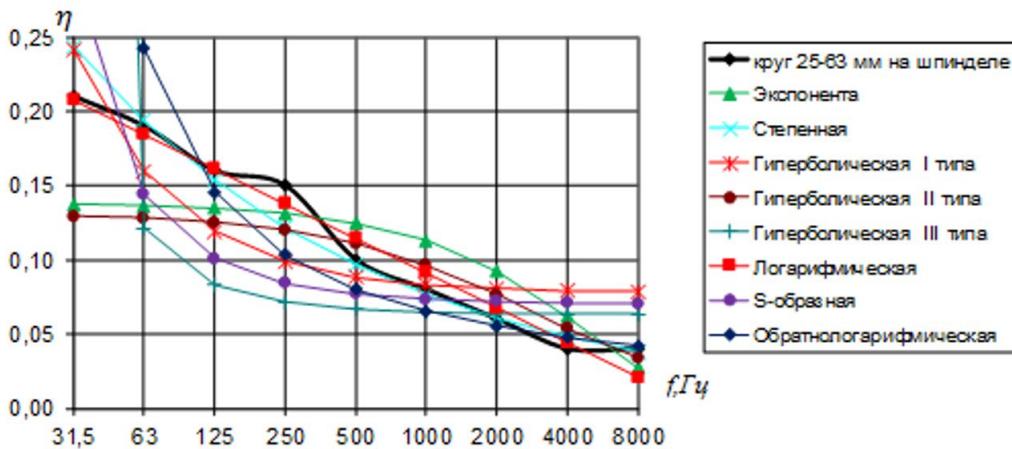


Рис. 3. Аппроксимация нелинейными функциями

Результаты регрессионного анализа полиномами представлены в табл.2 и на рис.4.

Таблица 2

Результаты регрессионного анализа полиномами

Степень	Уравнение	СКО
1	$\eta = 0,292 - 0,072(\lg f)$	$2,00 \cdot 10^{-2}$
2	$\eta = 0,498 - 0,238(\lg f) + 0,0308(\lg f)^2$	$8,33 \cdot 10^{-3}$
3	$\eta = 0,371 - 0,08(\lg f) - 0,0308(\lg f)^2 + 0,0076(\lg f)^3$	$8,43 \cdot 10^{-3}$
4	$\eta = 0,5 - 0,297(\lg f) + 0,099(\lg f)^2 - 0,025(\lg f)^3 + 0,0031(\lg f)^4$	$9,38 \cdot 10^{-3}$
5	$\eta = 2,717 - 4,899(\lg f) + 3,804(\lg f)^2 - 1,473(\lg f)^3 + 0,278(\lg f)^4 - 0,0204(\lg f)^5$	$1,00 \cdot 10^{-2} +$
6	$\eta = 14,455 - 34,064(\lg f) = 33,27(\lg f)^2 - 16,981(\lg f)^3 + 4,767(\lg f)^4 - 0,699(\lg f)^5 + 0,0419(\lg f)^6$	$1,10 \cdot 10^{-2}$
7	$\eta = 154,366 - 437,698(\lg f) + 522,697(\lg f)^2 - 340,497(\lg f)^3 + 130,751(\lg f)^4 - 29,623(\lg f)^5 + 3,67(\lg f)^6 - 0,1919(\lg f)^7$	$5,42 \cdot 10^{-3}$

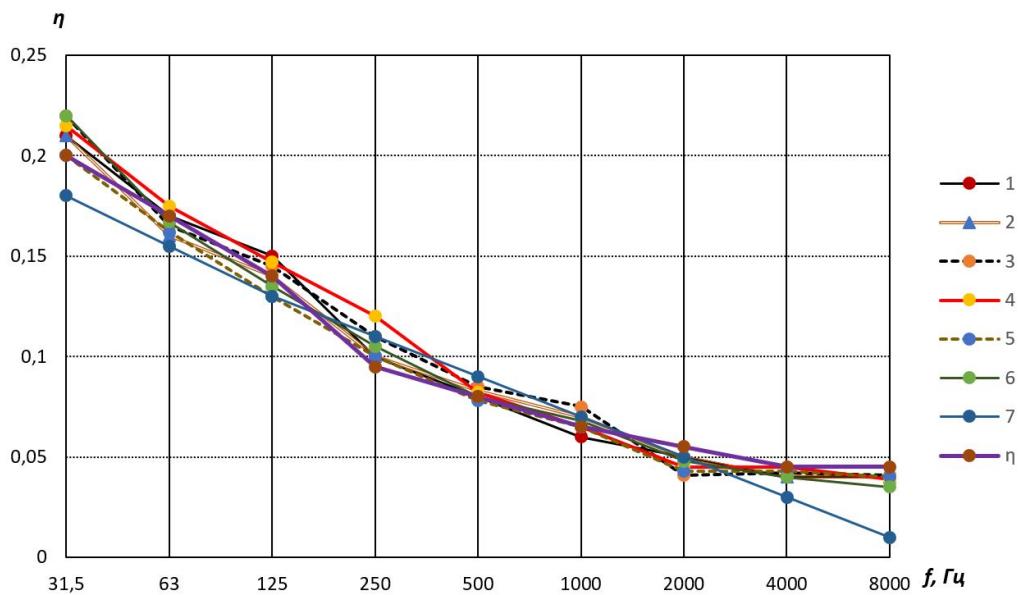


Рис. 4. Аппроксимация полиномами для круга

Так как наименьшее среднеквадратичное отклонение из всех функций имеет полином седьмой степени, то регрессионная зависимость имеет следующий вид:

$$\begin{aligned} \eta = & 154,366 - 437,698(\lg f) + 522,697(\lg f)^2 - 340,497(\lg f)^3 + \\ & + 130,751(\lg f)^4 - 29,623(\lg f)^5 + 3,67(\lg f)^6 - 0,1919(\lg f)^7 \end{aligned}$$

Технически реализовать снижение уровней шума основного источника узла резания шлифовального круга для геометрических размеров вышеуказанных кругов целесообразно аналогичным способом, как и у тонких шлифовальных кругов, то есть системами, одновременно снижающими площадь поверхности звукового излучения и увеличивающими диссипативную функцию источника шума. Диаметры шайбы ($D_{ш}$) устанавливаемой с торцевых поверхностей шлифовальных кругов определяется по формуле

$$D = d_b - (4,5m - 2 \pm 3) \text{ мм}$$

где d_b – диаметр шлифовального круга, м; m – модуль шлифовального зубчатого колеса, м.

Результаты расчетов снижения уровней шума за счет уменьшения площади звукового излучения представлены в табл.3.

Таблица 3

Снижение уровней шума за счет уменьшения площади звукового излучения

Диаметр (D) и ширина круга (h), мм	200×32 $m = 8$ мм	400×100 $m = 1.5$ мм	400×80 $m = 3$ мм	400×100 $m = 6$ мм	400×180 $m = 4$ мм	400×32 $m = 10$ мм	350×32 $m = 10$ мм	400×32 $m = 12$ мм	275×20 $m = 12$ мм
Снижение уровней шума, дБ	8	10	10	9	11	12	10	11	15

Результаты расчетов показали, что эффект в снижении шума, создаваемый вибропоглощающими элементами, появляется в кругах, ширина которых $h \leq 40$ мм. Например, для кругов шириной 20 мм при использовании шайб из магнитопласти толщиной $h = 10$ мм $\Delta L = 4$ дБ, а при толщине шайбы 20 мм $\Delta L = 7$ дБ. Для круга шириной 32 мм при толщине шайбы 20 мм $\Delta L = 5$ дБ, а при шайбе $h = 10$ мм $\Delta L = 3$ дБ.

Заключение

Результаты расчетов показали, что у зубошлифовальных станков уровни звукового давления, создаваемые узлом резания, на 5-6 дБ ниже санитарных норм. Экспериментальные исследования показали, что установка систем шумоизоляции шлифовальных кругов снизила уровни звукового давления на рабочих местах станочников на 3-5 дБ. Таким образом, по группам станков превышение уровней звукового давления составило 4-5 дБ у станков, реализующих технологический процесс по методу обката, и на 5-7 дБ у станков, работающих по методу копирования

Список литературы

- Чукарин А.Н. Теория и методы акустических расчетов и проектирования технологических машин для механической обработки // Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2004. 152 с.
- Разаков Ж.П. Теоретическое исследование процессов возбуждения вибраций и шумообразования шлифовальных кругов резьбо- и шлицешлифовальных станков / Разаков Ж.П., Шашурин А.Е., Курченко П.С., Иванов Н.И. // AKUSTIKA, Vol. 38, 2021, ISSN 1801-9064
- Борисов Л.П., Гужас Д.Р. Звукоизоляция в машиностроении. М.: Машиностроение, 1990. 256 с.
- Чукарин А.Н., Каганов В.С. Звукоизлучение заготовки при токарной обработке // Борьба с шумом и звуковой вибрацией. М., 1993. С. 21-24.
- Расчеты на прочность в машиностроении / Под ред. С.Д. Пономарева. М.: Машгиз. 1959. 884 с.
- Разаков Ж.П. Расчет акустических характеристик заготовок резьбошлифовальных и шлицешлифовальных станков для расчета уровней шума на рабочем месте. Noise Theory and Practice, 2021, №7 (1) ISSN 2412-8627
- Пуш В.Э. Конструирование металлорежущих станков. М: Машиностроение. 1977. 390 с.

8. Справочник технолога-машиностроителя. – Т.2 / Под ред. А.Г. Косиловой и Р.К. Мещерякова. – М.: Машиностроение, 1985. – 496 с.
9. Методика проведения экспериментальных исследований шума прутковых токарных автоматов / Т.А. Финоченко, А.Н. Чукарин // Инновационные технологии в машиностроении и металлургии: матер. IV Междунар. науч.-практ. конф. / Мин-во промышленности и энергетики. Ростов-на-Дону: Изд. центр ДГТУ, 2012. С. 263–268.
10. Методика и техническое обеспечение проведения экспериментальных исследований по определению шума на рабочих местах / Т.А. Финоченко, М.В. Баланова, И.А. Яицков // Научно-технический журнал «Труды РГУПС». 2019. №1 (46). С.5-8.
11. О коэффициенте потерь колебательной энергии различных пород древесины / Чукарина Н.А., Мотренко Д.В. // Российский научно-технический журнал «Мониторинг. Наука и Технология» № 2 (40), 2019. С. 66-71
12. Estimation of the losses coefficient of the vibrational energy of the woodworking technological system / Чукарина Н.А., Месхи Б.Ч., Бескопыльный А.Д. // IOP Conference Series: Materials' Science and Engineering, IOP Publishing, 1001(2020) 01277, doi:10.1088/1755-899X/1001/1/01/12077

References

- Chukarin A.N. Theory and method of acoustic calculations and design of technological machines for mechanical processing. Rostov n / D, Publishing Center DSTU, 2004.152 p.
- Theoretical study of the processes of excitation of vibrations and noise generation of grinding wheels of thread and spline grinders / Zh.P. Razakov, A.E. Shashurin, P.S. Kurchenko, N.I. Ivanov // AKUSTIKA, Vol. 38, 2021, ISSN 1801-9064
- Borisov L.P., Guzhas D.R. Soundproofing in mechanical engineering. M.: Mashinostroenie, 1990. 256 p.
- Chukarin A.N., Kaganov V.S. Sound emission of a workpiece during turning // Combating noise and sound vibration. M., 1993. S. 21-24.
- Calculations for Strength in Mechanical Engineering, Ed. S.D. Ponomarev. Moscow: Mashgiz. 1959. 884 p.
- Razakov Zh.P. Calculation of the acoustic characteristics of blanks for thread grinding and spline grinding machines for calculating noise levels at the workplace. Noise Theory and Practice, 2021, No. 7 (1) ISSN 2412-8627
- Push, V.E.: Construction of metal-cutting machine tools // Moscow: Mechanical engineering, 390 p., 1977.
- Handbook of a technologist-mechanical engineer, Vol.2 / Ed. A.G. Kosilova and R.K. Meshcheryakov // Moscow: Mashinostroenie, 496 p., 1985
- Methods for conducting experimental studies of the noise of bar lathe machines / T.A. Finochenko, A.N. Chukarin // Innovative technologies in mechanical engineering and metallurgy: mater. IV Intern. scientific-practical. conf. / Ministry of Industry and Energy. Rostov-on-Don: Ed. center of DSTU, 2012, pp. 263–268.
- Balanova M.V., Finochenko T.A., Yaitskov I.A.: Methodology and technical support for experimental studies of determining noise at workplaces. Scientific and technical journal: "Proceedings of the RGUPS" № 1 (46), pp. 5-7, 2019
- On the loss coefficient of vibrational energy of various wood species / N.A Chukarina., D.V. Motrenko // Russian scientific and technical journal "Monitoring. Science and Technology" No. 2 (40), 2019, - pp. 66-71

12. Estimation of the losses coefficient of the vibrational energy of the woodworking technological system / N.A. Chukarina, B.Ch. Meskhi, A.D. Beskopylny // IOP Conference Series: Materials' Science and Engineering, IOP Publishing, 1001(2020) 01277, doi:10.1088/1755-899X/1001/1/01/12077

УДК: 628.517.2

OECD: 01.03.AA

Экономическая эффективность шумозащитных конструкций

Борцова С.С.

Старший преподаватель кафедры «Экология и производственная безопасность»,

Балтийский государственный технический университет

«ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, Санкт-Петербург, РФ

Аннотация

Затраты на реализацию шумозащитных мероприятий составляют существенную долю расходов транспортных объектов. Поэтому их учёт должен проводиться всесторонне, на протяжении всего жизненного цикла шумозащитного комплекса с учётом реального срока службы конструкций, входящих в его состав, на долгосрочную перспективу не менее 25 лет. Для этих целей предложен динамический показатель экономической эффективности - чистая приведённая стоимость (ЧПС), модифицированный с учётом особенностей строительства и эксплуатации шумозащитных сооружений. Предпочтение должно отдаваться варианту с минимальным значением ЧПС. В статье приводятся составляющие ЧПС, факторы, влияющие на её размер. На примере вариантов, обеспечивающих равное снижение шума, обоснован выбор шумозащитной конструкции (ШЗК) по показателю ЧПС. Даны предложения по повышению экономической эффективности шумозащиты. Указанный подход может быть положен в основу методики выбора ШЗК при проектировании шумозащитного комплекса и применяться для различных конструкций как вместе, так и по отдельности.

Ключевые слова: экономическая эффективность шумозащиты, акустическая долгосрочность, чистая приведённая стоимость, затраты на шумозащиту, жизненный цикл шумозащитной конструкции.

Economic efficiency of the noise protection

Bortsova S.S.

Senior Lecturer of the department of Ecology and Industrial Safety, Baltic State Technical University
‘VOENMEH’ named after D.F. Ustinov, St. Petersburg, Russia

Abstract

Economic efficiency of the noise mitigation measures. The costs of implementing noise mitigation measures account for a significant share of the transport facilities costs. Therefore, their accounting should be carried out comprehensively, throughout the entire life cycle of the noise protection complex, taking into account the actual service life of the structures comprised in it, for the long term of at least 25 years. A dynamic economic efficiency indicator is proposed for these purposes – the net present value (NPV), modified taking into account the peculiarities of construction and operation of the noise protection facilities. Preference should be given to the option with the minimum NPV value. The article presents the NPV components, factors affecting its size. Using the example of options that provide equal noise reduction, choosing a noise protection facility (NPF) according to the NPV indicator is justified. Suggestions are given to improve the noise protection economic efficiency. This approach can be used as a basis for the method of choosing a noise protection system when designing a noise protection complex and can be used for various structures both together and separately.

Keywords: economic efficiency of noise protection, acoustic long-term, net present value, noise protection costs, life cycle of noise protection structure.

Введение

Стоимость защиты от транспортного шума достаточно высока и может достигать 25% всех затрат на реализацию инфраструктуры дорог. Выбор шумозащитного комплекса проектировщиком зачастую происходит с учётом его акустической эффективности, стоимостным критерием служат капитальные вложения или сметная стоимость строительства. Не всегда экономические расчёты проводятся с перспективой на 25-30 лет и охватывают полный жизненный цикл применяемых сооружений, а ещё реже оценка шумозащиты отражает реальные сроки службы шумозащитных конструкций (ШЗК). В настоящее время в проектной документации под замену при эксплуатации «закладывается» несколько процентов от площади экранов. Однако в реальности уже через 10 лет ряд экранов теряет акустические свойства и шумозащитное полотно меняется полностью [1].

Поэтому при проектировании необходимо экономически обосновывать выбор шумозащитных мероприятий с учетом вышеперечисленных факторов. Экономические показатели должны оцениваться в течение всего жизненного цикла шумозащитной продукции, включающего: инженерные изыскания и проектирование; строительство; эксплуатация (в том числе текущие ремонты); реконструкция и (или) капитальный ремонт; снос сооружения. Акустические показатели должны быть обеспечены на весь период эксплуатации. В этом аспекте важен учёт срока службы, или долговечности ШЗК. Должна быть оценена экономическая эффективность применения различных конструкций как вместе, так и по отдельности на долгосрочную перспективу. Основными ШЗК являются: шумозащитные экраны (ШЭ) и насыпи (ШН), шумозащитные зелёные насаждения (ШЗН), проложение дороги в выемке (ШВ).

1. Показатели экономической эффективности

Выделяют две группы показателей экономической эффективности [2, 3] проекта:

1) рассчитываемые без учета фактора времени (т.н. статические показатели). Критерием выбора предпочтительного варианта являются: максимальный годовой экономический эффект, минимальный (меньше нормативного) срок окупаемости капитальных вложений, минимум приведенных среднегодовых затрат на осуществление проекта.

2) учитывающие временные изменения дисконтированием (динамические показатели):

- максимальная (положительная) величина чистого дисконтированного дохода (ЧДД) или чистой приведенной стоимости (NPV);

- максимальный индекс доходности (ИД) или индекс рентабельности (PI) проекта;

- максимальная внутренняя норма доходности (ВНД, IRR), или модифицированная внутренняя норма доходности (МВНД, MIRR) при нетрадиционных потоках платежей (не встречающихся при финансировании шумозащитных мероприятий);

- минимальный дисконтированный срок окупаемости (ДСО, PP) и др.

При анализе инвестиционных проектов, функционирующих годами, как правило, используют динамические показатели оценки эффективности мероприятия. А окончательный вывод делается после их совместного анализа. Основным показателем

при выборе ШЗК в ОДМ [4] является индекс доходности (ИД), рассчитываемый как:

$$\text{ИД} = \frac{\sum_{t=1}^T \frac{(\Delta Y_t - C_t)}{(1+E)^t}}{\sum_{t=1}^T \frac{K_t}{(1+E)^t}}, \quad (1)$$

где ΔY_t – предотвращаемый ШЗК ущерб от транспортного шума в год; K_t - капитальные вложения в строительство ШЗК; C_t - эксплуатационные затраты по содержанию ШЗК; E - норма дисконта; T – период эксплуатации, 25-30 лет.

Второй показатель – срок окупаемости инвестиций.

Так называемая «доходность» возникает вследствие положительного эффекта, получаемого от предотвращения за счёт шумозащитных мероприятий ущерба здоровью и жизнедеятельности проживающего на подвергающейся воздействию дороги территории. В статье [5] автор описал подходы к его учёту. Для сопоставления вариантов, имеющих одинаковый социально-экономический эффект (в виде предотвращаемого ущерба), понятие «доходности» и «окупаемости» теряет смысл. И для сравнения вариантов шумозащиты, обеспечивающих снижение шума до нормативного значения, целесообразнее использовать чистую приведённую стоимость.

Для всестороннего анализа затрат на протяжении всего жизненного цикла шумозащиты помимо капитальных вложений на возведение ШЗК и текущих затрат по их содержанию и эксплуатации также следует учесть расходы на проектирование, реконструкцию (или замену) и ликвидацию объекта.

2. Чистая приведённая стоимость шумозащитных мероприятий и её составляющие

Итак, стоимость шумозащитных конструкций складывается из пяти групп затрат:

- 1) Затраты на проектирование ($C_{\text{пр}}$),
- 2) Капитальные вложения в строительство (K),
- 3) Эксплуатационные расходы (C_t),
- 4) Расходы на реконструкцию (частичную или полную замену),
- 5) Затраты на ликвидацию ($C_{\text{л}}$).

Распределение этих затрат, выраженных в условных денежных единицах (у.е.), по времени (в годах) показано на рисунке 1, а. Очевидно, что первые две группы затрат осуществляются в начальный, относительно короткий период времени. Зачастую он составляет не больше года и применение дисконтирования в данном случае не требуется. Эксплуатационные затраты начинаются с момента сооружения ШЗК и осуществляются в течение всего её жизненного цикла, вплоть до ликвидации.

Важным фактором, который необходимо учесть в современных реалиях, является долговечность ШЗК (или её элементов). Проведённые исследования и НИОКР, а также анализ качества установленных на дорогах Российской Федерации шумозащитных конструкций, главным образом, экранов показывает, что многие из них не обеспечивают заявленный производителем срок эксплуатации и возникает ситуация, когда до истечения рассматриваемого периода 25 – 30 лет осуществляется их частичная или полная замена. Тогда возникают расходы на реконструкцию (замену) ШЗК, складывающиеся из затрат на ликвидацию сооружения (его части) и вложений в строительство нового (рисунок 1, б). Эти расходы можно выразить через сумму затрат ($C_{\text{л}} + K$), умноженную на процент замены (реконструкции). Поэтому важно знать и срок службы или долговечность конструкции ($t_{\text{д}}$), и коэффициент замены (k_3).

Затраты на ликвидацию по шкале времени не распределяются, т.к. осуществляется

в довольно короткий срок времени, но имеют место и в конце срока службы ШЗК (t_d), и в конце рассматриваемого периода эксплуатации транспортного комплекса (T).

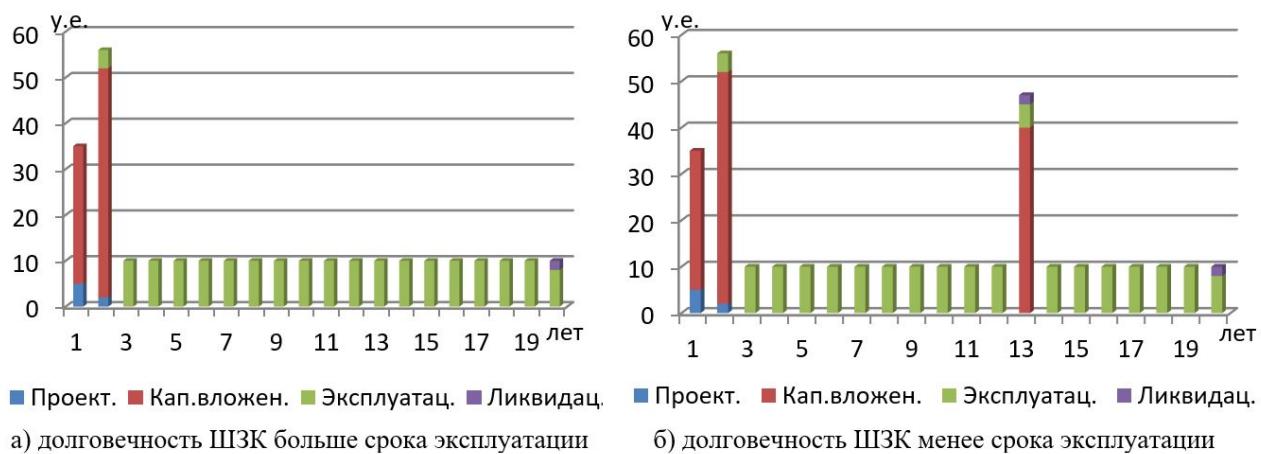


Рис. 1. Чистая приведённая стоимость ШЗК и её составляющие.

Согласно приведённым рассуждениям модифицированный с учётом особенностей строительства и эксплуатации шумозащитных сооружений показатель экономической эффективности - чистая приведённая стоимость ШЗК - может быть выражена как:

$$\text{ЧПС} = C_{\text{пр}} + K + \sum_{t=1}^T \frac{C_t - \Theta}{(1+E)^t} + \frac{k_3(C_{\text{л}} + K)}{(1+E)^{t_d}} + \frac{C_{\text{л}}}{(1+E)^T} \quad (2)$$

где K - капитальные вложения в строительство ШЗК, руб.; C_t - эксплуатационные затраты, руб.; $C_{\text{пр}}$ и $C_{\text{л}}$ – затраты на проектирование и ликвидацию, руб.; Θ – дополнительный эффект от внедрения шумозащиты (при оценке многоцелевых мероприятий), руб.; T – рассматриваемый период эксплуатации, принимаемый в пределах 25-30 лет; t_d – долговечность (срок службы) ШЗК, лет; k_3 – коэффициент замены, доля единицы; E - норма дисконта, доля единицы в год.

K и $C_{\text{пр}}$ не дисконтируются в случае реализации в течение года.

Для многоцелевых мероприятий, когда помимо снижения шума имеет место дополнительный эффект, например, в виде предотвращенного экологического ущерба, при расчёте эксплуатационных расходов учитывается значение такого эффекта (Θ).

2.1. Затраты на проектирование

В случае проектирования шумозащиты линейного транспортного объекта в проектной документации приводится обоснование выбора той или иной конструкции. На примере шумозащитных насаждений затраты на разработку проектно-сметной документации включают [6, 7]:

1) оплату работ по сбору и анализу первичной информации на объект изысканий: справочных и нормативных документов; картографических материалов, в т.ч. находящихся у собственника земли и заказчика строительства; данных об уже имеющихся насаждениях, их состоянии, схемах посадок; почвенно-гидрологических и топографических характеристиках территории, лесорастительных условиях; сведений о метеопараметрах атмосферы района посадки, об осадках, характеристиках почвы и снежном покрове, вегетационном периоде; параметров негативного воздействия транспорта, уровней шума и др.;

2) расходы на рекогносцировочные и детальные натурные изыскания для уточнения границ посадок, визуальной оценки имеющихся насаждений, составления объема и состава работ по шумозащитному озеленению и принятия обоснованного решения для включения материалов в рабочий проект;

3) затраты на создание рабочего проекта по шумозащитному озеленению. Этот документ содержит:

- общую пояснительную записку с исходными данными для проектирования (метео- и погодные условия района, характеристика участков дороги, рельеф, растительность и др.); технологическими решениями (рабочие схемы посадки, входящие в состав озеленения растения, агротехнические приемы обработки почвы, выращивания и ухода за насаждениями); организацией работ с распределением объемов работ и их очерёдности; мероприятиями по охране окружающей среды; технико-экономическими показателями;

- сметную документацию (локальные сметы по видам работ, смета участка озеленения, сводный сметный расчет);

- рабочую документацию (ведомости лесомелиоративных выделов с принятыми проектными решениями; породный состав, схемы размещения растений в насаждениях; расчетно-технологические карты по видам работ; ведомости потребности в рабочей силе, механизмах и материалах);

- картографические материалы (ситуационный план дороги с указанием участков, на которые разрабатывается проект; план участков дороги с проектируемыми мероприятиями; рабочие схемы озеленения).

При отсутствии соответствующего справочника базовых цен на проектные работы или невозможности определения стоимости проектирования по справочникам она может быть рассчитана как [3]:

$$C_{\text{пр}} = \left[\sum (T_i CЗД_i) \cdot k_{\text{нач}} + ПЗ \right] \cdot k_{\text{НР}} \cdot k_{\text{СП}} \quad (3)$$

где T_i - трудозатраты на проектно-изыскательные работы, чел.-дн.; $CЗД_i$ - средний дневной заработка проектировщика, руб./чел.-дн.; $k_{\text{нач}}$ - коэффициент начислений на оплату труда; $ПЗ$ - прочие прямые затраты, руб.; $k_{\text{НР}}$ и $k_{\text{СП}}$ - коэффициенты накладных расходов и сметной прибыли соответственно.

2.2. Капитальные вложения в строительство

Капитальные вложения в строительство ШЗК (K) - самая значительная статья затрат. Этот показатель содержит [4]:

$$K = K_1 + K_2 + K_3 + K_n \quad (4)$$

где K_1 - сметная стоимость строительства ШЗК; K_2 - стоимость освоения (или инженерного оборудования) новых земель взамен изымаемых для строительства ШЗК; K_3 - затраты на приобретение или аренду машин и механизмов для содержания ШЗК; K_n - прочие капитальные затраты, необходимые для проведения шумозащитных мероприятий.

Сметные стоимости шумозащитных сооружений (K_1) включают затраты на возведение насыпи или разработку выемки, уплотнение грунта, планирование и укрепление откосов. Стоимость строительства экрана складывается из стоимости земляных работ, устройства фундамента и шумозащитного полотна. Смета на устройство шумозащитных насаждений включает затраты на планировку, разбивку и очистку участка, внесение удобрений, подготовку посадочных мест, посадку деревьев

и кустарников, уход за посадкой. Большая часть расходов - это материальные затраты: грунт, посадочный материал, шумозащитные панели и т.д.

В каждом конкретном случае дополнительно рассчитываются затраты на подготовку территории; установку дренажной системы; устройство различных конструкций для доступа дороги; транспортные расходы и т.п.

Сметная стоимость ШЗК может быть представлена параметрической функцией в зависимости от её основных конструктивных параметров [8].

Стоимость освоения новых земель взамен изымаемых (K_2) актуальна только для протяжённых по направлению от дороги к защищаемой территории ШЗК, изначально в случае изымания городских территорий для создания шумозащитных зон или отчуждения сельскохозяйственных земель [9].

Затраты на приобретение или аренду машин и механизмов для содержания ШЗК (K_3) будут отличаться для каждой ШЗК и зависеть главным образом от климатических условий территории.

К прочим капитальным затратам (K_n) для насыпей и выемок можно отнести расходы, связанные со строительством инфраструктуры (переходы и мосты); устройством кювет-траншей; созданием систем водоотведения; сооружением инженерной защиты земляного полотна от природных геофизических процессов и т.д. Для ШЭ - нанесение на экран указателей и табличек, установка шумозащитных дверей и контэрекранов в местах проходов через ШЭ и т.п.

Существует и ряд внешних факторов, влияющих на стоимость ШЗК:

- доступность места установки, рельеф места строительства, например, наличие возвышенности требует дополнительных затрат на работы по уширению полотна, бурению, размещению крупногабаритного оборудования и т.п.;

- доступность материалов, деталей, комплектующих, снижающая транспортные расходы;

- ситуация на рынке строительных материалов и услуг, прогнозируемое удорожание за время строительства, затраты на создание и пополнение оборотных средств и др.

Перечисленные факторы не охватывают всего влияния внешних факторов, но показывают широкий их диапазон и потенциальную возможность учета при расчете стоимости ШЗК.

2.3. Эксплуатационные расходы

Эксплуатационные затраты на мероприятия по содержанию и ремонту ШЗК (C_t) определяются с учётом временного фактора (через дисконтирование), в зависимости от количества и периодичности таких мероприятий в год в течение всего периода эксплуатации ШЗК. Сметная стоимость этих работ также может быть представлена в зависимости от основных конструктивных параметров ШЗК.

Эксплуатационные расходы на содержание экранов включают оплату труда [4]:

- по очистке поверхности экрана и его прозрачных элементов;
- по окраске металлических и железобетонных поверхностей, поддержанию цветового решения экрана;
- на текущий ремонт элементов экрана, а также аварийные ремонтные работы;
- по зимнему содержанию (снегоочистка) участков дорог с экранами и др.

Также имеют место материальные затраты на покупку средств для выполнения указанных работ (краска, чистящие средства, инвентарь и оборудование, др.)

Ежегодные затраты по содержанию насыпи и выемки будут складываться из

прямых затрат на оплату труда по очистке и укреплению откосов ШН и ШВ, дорожного полотна и косвенных затрат на:

- работы по дополнительной снего-, водо- и пескоборьбе в виде затрат на оплату труда по обслуживанию снегоочистителей, снегоуборщиков, снеготаялок, компрессоров, подогревателей и др. механических устройств, на вывоз снега или оплату указанных работ сторонними организациями;

- содержание сооружений инженерной защиты земляного полотна от природных геофизических процессов (в случае их возведения);

- содержание дополнительной инфраструктуры;

- материальные затраты: материалы, расходуемые на указанных работах; топливо для механизмов и обогрева; электроэнергия для механических устройств.

Затраты на шумозащитные насаждения расходуются на такие работы, как:

- уход за почвой,

- пополнение отпада сеянцев в посадках,

- мелиорация почв и прочие мелиоративные работы,

- рубка текущего ухода, обрезка крон,

- противопожарная опашка насаждений и устройство минерализованных полос для борьбы с вредными насекомыми и болезнями леса,

- охрана насаждений и лесополос,

- другие работы, связанные с текущим содержанием защитных насаждений и лесополос, а также материальные затраты: материалы для выполнения указанных работ.

Ориентировочно ежегодные текущие затраты по содержанию и эксплуатации шумозащитных сооружений можно рассчитывать, принимая их как процент или часть от сметной стоимости строительства:

$$C_t = k_{\Theta} \cdot K \quad (5)$$

где k_{Θ} - коэффициент эксплуатации, доля единицы (столбец 4, таблица 1).

2.4. Расходы на реконструкцию (частичную или полную замену)

Для оценки долговечности (срока службы) конструкций можно использовать подходы, представленные в статье [10].

Опираясь на опыт использования экранов в Российской Федерации и метод определения акустической долговечности ШЭ [10] в таблице 1 приведены сроки службы разных конструкций, а также коэффициенты их эксплуатации и замены.

Таблица 1

Параметры для расчёта ЧПС

	Долговечность (срок службы), t_d , лет	Коэффициент замены, k_3	Коэффициент эксплуатации, k_9
1	2	3	4
ШЭ, оцинкованная сталь	10-15*	0,8	0,018
ШЭ, алюминий	15-25*	0,8	0,018
ШЭ, нержавеющая сталь	30	0,1	0,018
Бетонный ШЭ	30	0	0,005
Деревянный ШЭ	20	0,8	0,015
Прозрачный экран	15	0,5	0,02

Таблица 1 (Продолжение)

	Долговечность (срок службы), t_d , лет	Коэффициент замены, k_3	Коэффициент эксплуатации, k_9
1	2	3	4
Насыпь	30	0	0,007
Выемка	30	0	0,01
Шумозащитная лесопосадка	30	0,3	0,005
Шумозащитное озеленение	30	0,4	0,01

*Долговечность ШЭ из оцинкованной стали и алюминия зависит от толщины листа.

Так, меньшее значение срока службы соответствует толщине менее 1мм, большее – более 1мм.

В формуле (2) затраты на реконструкцию представлены через капитальные вложения и ликвидационные затраты. При $t_d \geq T$ расходы на реконструкцию отсутствуют, при $x \cdot t_d \leq T$ осуществляются x раз в рассматриваемый период T (x – целое).

2.5. Затраты на ликвидацию

Затраты на ликвидацию включают расходы на разбор конструкции, погрузку и транспортировку, а также её утилизацию. Оценить затраты на утилизацию объекта на этапе проектирования с учётом постоянно меняющейся ситуации в области обращения с отходами в стране, когда на рынке утилизаторов изменяются правила и появляются новые игроки, в т.ч. госструктуры, не представляется возможным. До сегодняшнего дня предприятия могли получать деньги за свои отходы (металлические панели и стойки ШЭ, ограждения, перила и т.п.), что будет происходить на рынке через 25-30 лет, и с каким знаком (+ или -) будут учтены ликвидационные затраты не известно.

3. Выбор ШЗК по показателю ЧПС

В качестве примера рассмотрим выбор ШЗК по показателю ЧПС для сравнения десяти вариантов шумозащиты, обеспечивающих одинаковое снижение шума. Ключевой конструктивный параметр ШЗК – её высота. К рассмотрению предложены шумопоглащающие экраны: из оцинкованной стали (ШЭ1), из нержавеющей стали (ШЭ2) и деревянный (ШЭ3); шумоотражающие экраны: из бетона (ШЭ4) и прозрачного пластика (ШЭ5); шумозащитная грунтовая насыпь (ШН); комбинации насыпи и деревянного экрана (Н+Э), грунтовой выемки и деревянного экрана (В+Э). В таблице 2 представлены расчёты чистой приведённой стоимости для каждого варианта шумозащиты на 30-ти летнюю перспективу.

Сметная стоимость строительства рассчитана по формулам, приведённым в статье [8] в ценах 2000 г. для 1 п.м. ШЗК. Капитальные вложения рассчитаны без учёта стоимости освоения новых земель взамен изымаемых и затрат на приобретение машин и механизмов для содержания ШЗК. Долговечность конструкций (t_d), коэффициент замены (k_3) и эксплуатации (k_9) принимались согласно таблице 1. При возведении ШН и ШВ не учитывались транспортные расходы на доставку грунта. При расчёте ЧПС не принимались в учёт затраты на проектирование и ликвидационные расходы. Норма дисконта принята в размере 0,02.

Таблица 2

Результаты расчёта ЧПС

	ШЭ1	ШЭ2	ШЭ3	ШЭ4	ШЭ5	ШН	Н+Э	Н+Э	Н+Э	В+Э
вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
H_o						11,0	3,4	5,2	6,9	3,1
H_s	7,0	7,0	7,0	8,0	8,0		5,0	4,0	3,0	6,0
$K_{шзк}$	14520,8	30493,7	11907,1	16917,5	23872,5	25877,9	11086,3	13926,1	17111,1	12498,9
ЧПСшзк	37722,0	42786,8	22317,8	18812,0	43434,5	29934,9	18123,0	20972,2	23883,7	22039,4

Здесь H_o – высота основания ШЗК (насыпи или выемки), H_s – высота экрана.

Расчёты показывают, что наименьшие капитальные затраты приходятся на вариант 7, из шумозащитных экранов дешевле обойдётся вариант 3. С учётом ЧПС предпочтение следует отдать варианту 7 или 4.

Для принятия окончательного решения рассматриваемые варианты должны пройти сравнение по другим показателям: эксплуатационным, эстетическим, показателям безопасности, прочности и др.

Заключение

Критерий, оценивающий затраты на ШЗК в течение жизненного цикла конструкции, должен стать во главу выбора варианта защиты от шума. Такой, например, как минимальная ЧПС.

Ключевым фактором, снижающим ЧПС, является увеличение долговечности ШЗК. Более актуален этот фактор для акустических экранов. Поэтому фирмам-производителям стоит обратить внимание на применяемые материалы шумозащитных панелей. Так, например, новое металлическое покрытие для панелей из оцинкованных сталей, состоящее из сплава цинка, алюминия и магния (магнелис) позволяет увеличить коррозионную стойкость до 7 раз по сравнению с оцинкованной сталью и в 2 раза выше, чем алюмоцинк. Важной особенностью нового материала является самовосстанавливающаяся защита на обрезных кромках. Применение таких типов покрытия в 2,5 раза позволило увеличить период жизненного цикла ШЭ при незначительном увеличении стоимости панели [1].

Вторым направлением уменьшения ЧПС является «дополнительный эффект» от внедрения шумозащиты при использовании многоцелевых мероприятий (Э в формуле 2). Он может проявляться в дополнительном снижении ущерба, например, за счёт применения шумозащитных насаждений, или в т.н. самоокупаемости ряда акустических экранов. В частности, помимо снижения шума зелёные насаждения способствуют: реализации проектов по компенсационному озеленению; защите от снежных, песчаных и пылевых заносов и ветров; снижению концентрации выбросов вредных веществ от транспорта; сохранению естественного ландшафта местности и эстетическому восприятию окружающего вида; защите дороги от высоких температурных колебаний затенением участков. Другой пример - экраны из изношенных автомобильных покрышек или из резиновой стружки от утилизируемых изношенных автомобильных шин. Помимо требуемого снижения шума, такие конструкции обеспечивают высокие атмосферостойкость и долговечность, позволяют утилизировать потенциально вредные отходы. Шумозащитное ограждение из сетчатых мешков, заполненных компостом, в котором посажены растения, обеспечивающие ограждению вид естественной насыпи. И даже размещение на АЭ фотоэлементов, элементов солнечной энергоустановки,

вырабатывающих электрический ток. Возможно использование шумозащитных конструкций в целях размещения рекламного или информационного материала, светящихся объявлений, рекомендаций, указаний, объемных рекламно-информационных материалов, подключение этих материалов к устройствам электронного управления и т.п. [11]

Подходы, предложенные в статье, могут быть внедрены в методику выбора шумозащитных конструкций и шумозащитного комплекса в целом. Выбор этот будет осуществляться не только с учетом акустических характеристик шумозащиты, но и с учетом её экономической эффективности, долговечности ШЗК на долгосрочную перспективу.

Список литературы

1. Борцова С.С., Шашурина А.Е. Экономическая целесообразность выбора шумозащитных конструкций «Вестник образования и развития науки Российской Академии Естественных Наук». 2020. № 3. с. 66 – 71.
2. Майский Р.А., Павлова Ю.А., Прокура В.С. Экономическая эффективность проектов по охране окружающей среды и природоохранных мероприятий Вестник УГНТУ. Наука, образование, экономика. Серия экономика. № 4 (22), 2017, с.40-47.
3. Павлов А.С. Экономика строительства [Электронный ресурс] : учебник и практикум для вузов. Ч.1 / А. С. Павлов. - Электрон. текстовые дан. - Москва : Юрайт, 2021. - 337 с. - (ЭБС Юрайт). - Загл. с титул. экрана. - Текст : электронный // ЭБС Юрайт [сайт]. – URL: <https://www.urait.ru/bcode/467365> (дата обращения: 28.05.2021).
4. ОДМ 218.2.013-2011 Методические рекомендации по защите от транспортного шума территорий, прилегающих к автомобильным дорогам, утв. Распоряжением Росавтодора (Федерального дорожного агентства) от 13.12.2012 N 995-р.
5. Борцова С.С. К оценке ущерба от транспортного шума, "Noise Theory and Practice", Том 7 № 3 (III, 2021), с. 42-49
6. ОДМ 218.011-98 Автомобильные дороги общего пользования. Методические рекомендации по озеленению автомобильных дорог
7. МДС 13-5.2000 Правила создания, охраны и содержания зеленых насаждений в городах Российской Федерации.
8. Борцова С.С. Стоимостная оценка шумозащитной конструкции, "Noise Theory and Practice", Том 8 № 1 (I, 2022), с. 61-71
9. Руководство по технико-экономической оценке шумозащитных мероприятий, осуществляемых строительно-акустическими методами [Текст] // М: СТРОЙИЗДАТ 1981.
10. Маслова С.С., Иванов Н.И., Рассошенко Ю.С. Предложения по расчету акустической долговечности шумозащитных экранов, "Noise Theory and Practice", Том 4 №2 (II, 2018), с. 40-49.
11. Борцова (Петрова) С.С. Выбор акустического сооружения для защиты от транспортного шума// «Защита населения от повышенного шумового воздействия. Сборник докладов научно-практической конференции с международным участием 21-22 марта 2006 г. – СПб., 2006. – с. 345-352.

References

1. S.S. Bortsova, A.E. Shashurin Economic expediency of choosing soundproof structures "Bulletin of education and development of science of the Russian Academy of Natural Sciences". 2020. No. 3. P. 66 – 71
2. R.A. Maisky, Yu. A., Pavlova, V. S. Proskura, Economic efficiency of projects on environmental protection and nature protection measures. USPTU Bulletin. Science, education, economics. Series: Economics, 4(22), 2017. P. 40-47.
3. A.S. Pavlov Economics of construction [Electronic resource]: textbook and workshop for universities. Part 1 / A. S. Pavlov. - Electron. text data. - Moscow: Urait, 2021. - 337 p.
4. ODM 218.2.013-2011 Methodological recommendations for the protection of territories adjacent to highways from traffic noise (Rosavtodor, Moscow, 2012).
5. S.S. Bortsova To assess damage from traffic noise. "Noise Theory and Pratice", Vol. 7 No. 3 (III, 2021), P. 48-65.
6. ODM 218.011-98 Public roads. Guidelines for landscaping roads. (Rosavtodor, Moscow, 1999).
7. MDS 13-5.2000 Rules for the creation, protection and maintenance of green spaces in the cities of the Russian Federation.
8. S.S. Bortsova Cost estimation of noise protection structures. "Noise Theory and Pratice", Vol. 8 No. 1 (I, 2022), P. 61-71.
9. Guidelines for the technical and economic assessment of noise protection measures carried out by construction-acoustic methods [Text] // M: STROYIZDAT, 1981.
10. S.S. Maslova, N.I. Ivanov, I.S. Rassoshenko Proposals for calculation of the noise barrier acoustic durability. "Noise Theory and Pratice", Vol. 4 No. 2 (II, 2018), P. 40-49.
11. S.S. Bortsova (Petrova) Selection of the traffic noise barrier // "Protection of population from increased noise influence. Proceedings of the international scientific and practical conference, - St. Petersburg, 2006. - P.345-352.

УДК: 621.914 + 06

OECD: 1.03.AA

Вибраакустическая динамика коробок скоростей сверлильно-фрезерно-расточных станков с многоскоростными электродвигателями

Разаков Ж.П.¹, Гричишин М.В.², Финоченко Т.А.^{3*}, Чукарин А.Н.⁴

¹ Соискатель, Балтийский государственный технический университет
«ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, РФ

² Соискатель

³ К.т.н., доцент, заведующий кафедрой «Безопасность жизнедеятельности»

⁴ Д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Основы проектирования машин»

^{2,3,4} Ростовский государственный университет путей сообщения, г. Ростов-на-Дону, РФ

Аннотация

Наличие зубчатых передач в приводе главного движения создает повышенные уровни звукового давления на рабочих местах станочников даже на холостом режиме станка. Измерения вибраакустических характеристик показали, что при отключенном двигателе насоса охлаждения уровни шума превышают санитарные нормы в интервале частот 250–1000 Гц на 3–4 дБ, что фактически определяется звуковым излучением корпуса коробки скоростей станка. Модернизация серийной конструкции резьбонарезного станка заключается в уменьшении количества зубчатых передач и подшипниковых узлов, динамика которых и приводит к вибрации корпусных деталей станка. В модернизируемой конструкции коробки передач резьбонарезного станка предлагается использовать двухскоростной электродвигатель ($n=1420/710$ об/мин).

Ключевые слова: шум, вибрация, коробки скоростей, сверление, фрезерование, растачивание.

Vibroacoustic dynamics of gearboxes of drilling-milling boring machines with multi-speed electric motors

Razakov Zh.P¹, Grichishin M.V.², Finochenko T.A.^{3*}, Chukarin A.N.⁴

¹ Applicant, Baltic State Technical University ‘VOENMEH’ named after D.F. Ustinova, St. Petersburg, Russia

² Applicant

³ PhD, associate professor, head of the Department of Life Safety

⁴ DSc, professor, head of the department Fundamentals of Machine Design

^{2,3,4} Rostov State Transport University, Rostov-on-Don, Russia

Abstract

The presence of gears in the drive of the main movement creates increased levels of sound pressure at the workplaces of machine operators, even at idle mode of the machine. Measurements of vibroacoustic characteristics have shown that when the cooling pump motor is switched off, noise levels exceed sanitary standards in the frequency range of 250–1000 Hz by 3–4 dB, which is actually determined by the sound radiation of the machine gearbox housing. Modernization of the serial design of the threading machine consists in reducing the number of gears and bearing assemblies, the dynamics of which leads to vibration of the machine body parts.

It is proposed to use a two-speed electric motor ($n = 1420/710$ rpm) in the upgraded gearbox design of the threading machine.

Keywords: noise, vibration, gearboxes, drilling, milling, boring.

Введение

Гамма сверлильно-фрезерно-расточных станков (рис.1) предназначена для выполнения технологических операций фрезерования деталей из чугуна, стали, цветных металлов и пластмасс концевыми, торцовыми и дисковыми фрезами, а также сверления, растачивания, нарезания резьбы метчиками, развертывания, зенкерования [1,2]. Технические характеристики станков данного типа приведены в табл.1.



Рис. 1. Горизонтально–фрезерный и вертикально–фрезерный станки

Таблица 1
Технические характеристики станков

Модель станка	6902ПФ2	6904ВМФ2	6906МВФ2	2204ВМФ2	ИР320ПМФ4	2254ВМФ4
Параметры						
Максимальная масса заготовки, кг	100	300	500	300	150	250
Число ступеней коробки скоростей	18	19	18	19	б/с*	б/с*
Диапазон частот вращения шпинделя, об/мин	50 2500	22 2000	315 1600	32 2000	13 5000	32 2000
Максимальный диаметр инструмента, мм	100	160	200	160	200	160
Мощность привода, кВт	3	4,5	8	6,3	7,5	6,3

б/с*— обозначает бесступенчатое измерение частоты вращения в пределах диапазона

Наличие зубчатого привода в коробках передач металлообрабатывающих станков, в особенности, многоскоростных, относящихся к рассматриваемой группе станочного оборудования, создает уровни звукового давления на рабочих местах станочников превышающие санитарные нормы даже при работе станка на холостом ходу [2-5]. Проводя анализ работ посвященной процессам шумообразования металлообрабатывающих станков можно отметить работы, связанные с учетом особенностей их компоновок, конструктивных параметров заготовок и инструмента, технологических режимов обработки. При моделировании вибраций заготовки рассматривали как балки на упругом основании или шарнирно-опертые, а инструмент – как консольно-закрепленная балка. Вибраакустическая динамика коробок скоростей, как источника шума практически не рассматривалась. Поэтому, в данной статье рассматриваются вопросы снижения шума, создающего акустический дискомфорт уже при работе станка на холостом ходу и исходя из расчета потоков вибрационной мощности предложен вариант снижения уровней звуковой мощности.

1. Вибраакустическая динамика коробок скоростей

Коробки скоростей станков 6902 и 6906 обеспечивают 18 значений частот вращения, а станков 6904 и 2204 – 19 частот вращения. Кинематическая схема 18-ти ступенчатой коробки, построенной по классической схеме с односкоростными двигателями (Z_1, Z_3, Z_9), имеет 16 зубчатых колес, 4 вала и 4 пары подшипниковых узлов. Снижение уровней шума коробок передач, обеспечиваемое уменьшением вышеуказанных элементов кинематики при сохранении диапазона регулирования, возможно при использовании многоскоростных двигателей. В частности, для рассматриваемых станков предлагается унифицированная конструкция 18-ти ступенчатой коробки передач с трехскоростным электродвигателем. Структурная формула в данном случае определяется как $n_{\text{шт}} = 18 = Z_1 \cdot Z_3 \cdot Z_9$. Тогда фактически механическая часть коробки представляют собой 6-ти ступенчатую коробку. Кинематическая схема такой коробки и картина скоростей представлены на рис.2

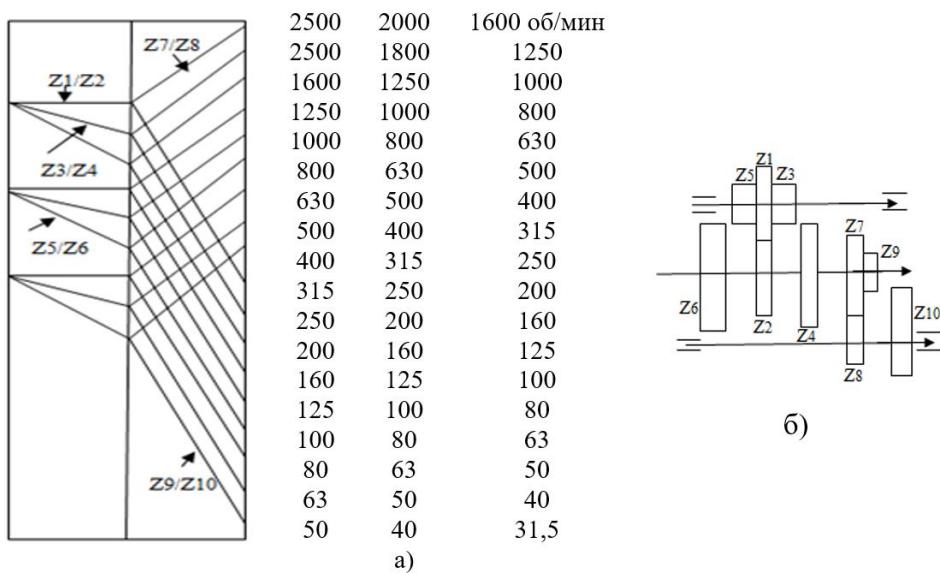


Рис. 2. Картина скоростей (а) и кинематическая схема (б) 18-ти ступенчатой коробки скоростей с трехсторонним электродвигателем: z_i – число зубьев соответствующей шестерни

В предлагаемой коробке скоростей количество зубчатых колес уменьшено до 19, количество валов до 3 и подшипниковых узлов также до 3, что значительно уменьшает вводимую от элементов кинематики в корпус коробки вибрационную мощность. А это соответственно приведет к снижению излучаемой корпусом звуковой энергии. Следует отметить, что у станков 6904 ВМФ2 и 2204ВМФ4 сохранено верхнее значение частоты вращения шпинделя, а нижнее значение стало несколько выше, то есть 40, а не 32 об/мин. Однако в области низких частот вращения (40-80 об/мин) реализуются процессы нарезания резьбы, зенкерования и развертывания. В этом случае измерения частоты вращения на 20 % ниже не повлияет на выполнение вышеуказанных операций.

2. Расчетная схема корпуса коробки скоростей

Корпус коробки скоростей представляет собой тонкостенную конструкцию из чугуна, состоящую из шести пластин прямоугольной формы. Расчет таких конструкций основан на системе уравнений энергетического баланса.

Расчетная схема (рис.3) и система уравнений имеют вид:

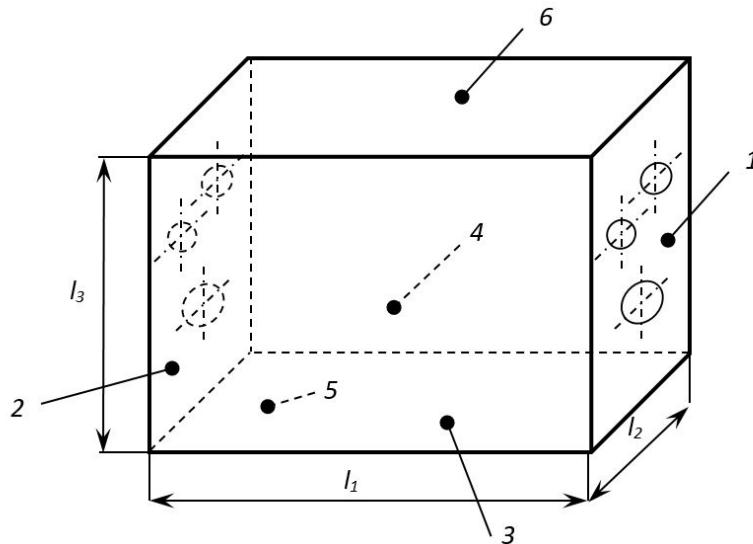


Рис. 3. Расчетная схема корпуса коробки скоростей: 1 - правая стенка; 2 - левая стенка; 3 - передняя стенка; 4 - задняя стенка; 5 - низ; 6 - верх; l_i - длина линии контакта между стенками корпуса, м

$$\begin{aligned}
 (\delta_1 S_1 + \alpha_{13}l_{13} + \alpha_{14}l_{14} + \alpha_{15}l_{15} + \alpha_{16}l_{16})q_1 &= \alpha_{31}l_{13}q_3 + \alpha_{41}l_{14}q_4 + \alpha_{51}l_{15}q_5 + \alpha_{61}l_{16}q_6 \\
 &\quad + \sum_1^2 N_{1i} \\
 (\delta_2 S_2 + \alpha_{23}l_{23} + \alpha_{24}l_{24} + \alpha_{25}l_{25} + \alpha_{26}l_{26})q_2 &= \alpha_{32}l_{23}q_3 + \alpha_{42}l_{24}q_4 + \alpha_{52}l_{25}q_5 + \alpha_{62}l_{26}q_6 \\
 &\quad + \sum_1^2 N_{2i} \\
 (\delta_3 S_3 + \alpha_{31}l_{13} + \alpha_{32}l_{23} + \alpha_{35}l_{35} + \alpha_{36}l_{36})q_3 &= \alpha_{13}l_{13}q_1 + \alpha_{23}l_{23}q_2 + \alpha_{53}l_{35}q_5 + \alpha_{63}l_{36}q_6 \\
 (\delta_4 S_4 + \alpha_{41}l_{14} + \alpha_{42}l_{24} + \alpha_{45}l_{45} + \alpha_{46}l_{46})q_4 &= \alpha_{14}l_{14}q_1 + \alpha_{24}l_{24}q_2 + \alpha_{54}l_{45}q_5 + \alpha_{64}l_{46}q_6 \\
 (\delta_5 S_5 + \alpha_{51}l_{15} + \alpha_{52}l_{25} + \alpha_{53}l_{35} + \alpha_{54}l_{45})q_5 &= \alpha_{15}l_{15}q_1 + \alpha_{25}l_{25}q_2 + \alpha_{35}l_{35}q_3 + \alpha_{45}l_{45}q_4 \\
 (\delta_6 S_6 + \alpha_{61}l_{16} + \alpha_{62}l_{26} + \alpha_{63}l_{36} + \alpha_{64}l_{46})q_6 &= \alpha_{16}l_{16}q_1 + \alpha_{26}l_{26}q_2 + \alpha_{36}l_{36}q_3 + \alpha_{46}l_{46}q_6
 \end{aligned} \tag{1}$$

$$\delta_i = \frac{\pi \cdot \eta \cdot f_i}{\sqrt{1,8 \cdot c_n \cdot h_i \cdot f_i}}, \text{ м}; \quad \text{для чугуна } \delta_i = 0,038 \cdot \eta \sqrt{\frac{f_i}{h_i}}$$

$$f_i = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{E \cdot h_i^2}{12\rho(1-\mu^2)}} \left(\frac{m^2}{l_i^2} + \frac{n^2}{l_j^2} \right); \quad \text{для чугуна } f_i = 2,2 \cdot 10^4 h_i \left(\frac{m^2}{l_i^2} + \frac{n^2}{l_j^2} \right)$$

где δ - коэффициент поглощения вибраций в соответствующем элементе корпуса фрезерной бабки, м^{-1} ; q - поток вибрационной мощности в соответствующем элементе корпуса, Вт ; l - длина линии контакта между элементами корпуса, м ; α_{i-j} - коэффициент передачи вибрационной мощности между стенками корпуса; N_i - вводимая вибрационная мощность от подшипников качения, Вт ; η - коэффициент потерь колебательной энергии; f_i - собственные частоты колебаний стенки корпуса, Гц ; h_i - толщина стенки корпуса, м ; M - масса стенки корпуса, кг ; V_i - скорость колебаний стенки, м/с ; m, n - коэффициенты, определяющие собственные частоты колебаний стенки корпуса; S - площадь элемента корпуса, м^2 ; c_n - скорость продольной волны, м/с ; E - модуль упругости, Па ; ρ - плотность, кг/м^3 ; μ - коэффициент Пуассона.

Поскольку корпус коробки скоростей изготавливается из чугуна, то

$$M_i = \rho \cdot h \cdot l_i \cdot l_j = 7 \cdot 10^3 \cdot h \cdot l_i \cdot l_j$$

$$q_i = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot \eta \cdot 2,2 \cdot 10^4 h \cdot \left(\frac{m^2}{l_i^2} + \frac{n^2}{l_j^2} \right) \cdot 7 \cdot 10^3 \cdot h \cdot l_i \cdot l_j \cdot V_i^2 = 2,4 \cdot 10^8 \cdot \eta \cdot h^2 \cdot l_i \cdot l_j \left(\frac{m^2}{l_i^2} + \frac{n^2}{l_j^2} \right) \cdot V_i^2$$

$$V_i = \frac{7 \cdot 10^3}{h} \cdot \sqrt{\frac{q_i}{\eta \cdot l_i \cdot l_j \left(\frac{m^2}{l_i^2} + \frac{n^2}{l_j^2} \right)}}$$

С учетом того, что $\alpha_{15} = \alpha_{16} = \alpha_{25} = \alpha_{26} = \alpha_{2i}$ т.д., а также $S_1 = S_2 = l_2 l_3$; $S_3 = S_4 = l_1 l_2$ система уравнений (1) примет вид, которая для удобства решения представлена в матричной форме:

$$\begin{pmatrix} k_1 & 0 & -\alpha_{31}l_{13} & -\alpha_{41}l_{14} & -\alpha_{51}l_{15} & -\alpha_{61}l_{16} \\ 0 & k_2 & -\alpha_{32}l_{23} & -\alpha_{42}l_{24} & -\alpha_{52}l_{25} & -\alpha_{62}l_{26} \\ -\alpha_{13}l_{13} & -\alpha_{23}l_{23} & k_3 & 0 & -\alpha_{53}l_{35} & -\alpha_{63}l_{36} \\ -\alpha_{14}l_{14} & -\alpha_{24}l_{24} & 0 & k_4 & -\alpha_{54}l_{45} & -\alpha_{64}l_{46} \\ -\alpha_{15}l_{15} & -\alpha_{25}l_{25} & -\alpha_{35}l_{35} & -\alpha_{45}l_{45} & k_5 & 0 \\ -\alpha_{16}l_{16} & -\alpha_{26}l_{26} & -\alpha_{36}l_{36} & -\alpha_{46}l_{46} & 0 & k_6 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} q_1 \\ q_2 \\ q_3 \\ q_4 \\ q_5 \\ q_6 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \sum_1^2 N_{i1} \\ \sum_1^2 N_{i2} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix};$$

Решение системы уравнений относительно потоков вибрационной мощности в первом элементе корпуса определяются следующим образом:

$$q_1 = \frac{\begin{pmatrix} \sum_1^2 N_{i1} & 0 & -\alpha_{31}l_{13} & -\alpha_{41}l_{14} & -\alpha_{51}l_{15} & -\alpha_{61}l_{16} \\ \sum_1^2 N_{i2} & k_2 & -\alpha_{32}l_{23} & -\alpha_{42}l_{24} & -\alpha_{52}l_{25} & -\alpha_{62}l_{26} \\ 0 & -\alpha_{23}l_{23} & k_3 & 0 & -\alpha_{53}l_{35} & -\alpha_{63}l_{36} \\ 0 & -\alpha_{24}l_{24} & 0 & k_4 & -\alpha_{54}l_{45} & -\alpha_{64}l_{46} \\ 0 & -\alpha_{25}l_{25} & -\alpha_{35}l_{35} & -\alpha_{45}l_{45} & k_5 & 0 \\ 0 & -\alpha_{26}l_{26} & -\alpha_{36}l_{36} & -\alpha_{46}l_{46} & 0 & k_6 \end{pmatrix}}{\begin{pmatrix} k_1 & 0 & -\alpha_{31}l_{13} & -\alpha_{41}l_{14} & -\alpha_{51}l_{15} & -\alpha_{61}l_{16} \\ 0 & k_2 & -\alpha_{32}l_{23} & -\alpha_{42}l_{24} & -\alpha_{52}l_{25} & -\alpha_{62}l_{26} \\ -\alpha_{13}l_{13} & -\alpha_{23}l_{23} & k_3 & 0 & -\alpha_{53}l_{35} & -\alpha_{63}l_{36} \\ -\alpha_{14}l_{14} & -\alpha_{24}l_{24} & 0 & k_4 & -\alpha_{54}l_{45} & -\alpha_{64}l_{46} \\ -\alpha_{15}l_{15} & -\alpha_{25}l_{25} & -\alpha_{35}l_{35} & -\alpha_{45}l_{45} & k_5 & 0 \\ -\alpha_{16}l_{16} & -\alpha_{26}l_{26} & -\alpha_{36}l_{36} & -\alpha_{46}l_{46} & 0 & k_6 \end{pmatrix}}.$$

Аналогичным образом выполняется решение и по другим стенкам корпуса. Вводимая от подшипников качения вибрационная мощность определяется соотношением

$$N_i = R_i \frac{d\delta_i}{dt};$$

где N_i - вводимая вибрационная мощность от подшипников качения, Вт; R_i - реакция в соответствующем подшипнике, Н; δ_i - деформация подшипника, м; t - время, с.

Поскольку деформация подшипника $\delta_i = \frac{R_i}{j_i}$, где j_i - жесткость подшипникового узла, Н/м, то вводимая вибрационная мощность от подшипников определяется по формуле:

$$N_i = \frac{R_i}{j_i} \frac{dR_i(t)}{dt}.$$

Исходя из потоков вибрационной мощности, уровни звуковой мощности (дБ) определяются по формуле:

$$L_N = 10 \lg \frac{\rho_0 \cdot c_0 \cdot l_i \cdot l_j \cdot V_i^2}{10^{-12}} = 10 \lg \frac{q_j}{\eta \cdot \left(\frac{m^2}{l_i^2} + \frac{n^2}{l_j^2} \right)} - 20 \lg h + 77,$$

где L_N - уровни звуковой мощности, дБ; q_i - поток вибрационной мощности в соответствующем элементе корпуса, Вт; η - коэффициент потерь колебательной энергии; m, n - коэффициенты, определяющие собственные частоты колебаний стенки корпуса; l – длина линии контакта между элементами корпуса, м [5-6].

Заключение

Расчет акустических характеристик корпуса следует выполнять для условий максимальных значений сил резания. Результаты расчетов показали, что у предложенного варианта в сравнении с базовой конструкцией уровни звукового давления снижаются на 7-8 дБ, что фактически исключает влияние звукового излучения фрезерной бабки на формирование общего звукового поля на рабочих местах станочников [7,8]. Также, следует отметить, что предлагаемый вариант является более предпочтительным, вследствие существенного улучшения динамических явлений в механической части привода главного движения и уменьшения металлоемкости корпуса коробки скоростей.

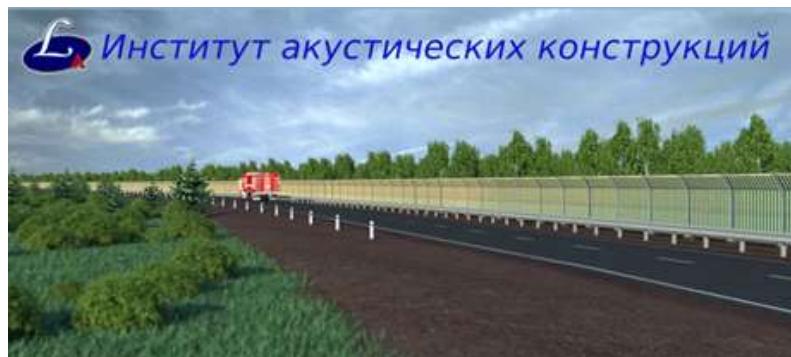
Список литературы

1. Безопасность жизнедеятельности: учеб. пособие / И.Г. Переверзев, Т.А. Финоченко, И.А. Яицков [и др.]; ФГБОУ ВО РГУПС. –2-е изд., перераб. и доп. Ростов н/Д, 2019. 308 с.
2. Theoretical research of noise and vibration spectra in cabins of locomotive and diesel shunting locomotive Yaitskov I.A., Chukarin A.N., Finochenko T.A. International Journal of Applied Engineering Research. 2017. Т. 12. № 21. С. 10724-10730.
3. Металлорежущие станки / под ред. проф. В.К. Тепинкичиева. М., «Машиностроение», 1973. 472 с.
4. Станки с ЧПУ: устройство, программирование, инструментальное обеспечение и оснастка: учеб. пособие / А.А. Жолобов, Ж.А. Мрочек, А.В. Аверченков, М.В. Терехов, В.А. Шкаберин. – 2-е изд., стер. – М. : ФЛИНТА, 2014. – 355 с.

5. Иванов, Н.И. Основы вибраакустики / Н.И. Иванов, А.С Никифоров // - Спб.: Политехника, 2000. – 482с.
6. Чукарин, А.Н. Теория и методы акустических расчетов и проектирования технологических машин для механической обработки // Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2004. 152 с.
7. Разаков Ж.П. Теоретическое исследование процессов возбуждения вибраций и шумообразования шлифовальных кругов резьбо- и шлицешлифовальных станков / Разаков Ж.П., Шашурин А.Е., Курченко П.С., Иванов Н.И. // AKUSTIKA, Vol. 38, 2021, ISSN 1801-9064
8. Методика проведения экспериментальных исследований шума прутковых токарных автоматов / Т.А. Финоченко, А.Н. Чукарин // Инновационные технологии в машиностроении и металлургии: матер. IV Междунар. науч.-практ. конф. / Мин-во промышленности и энергетики. Ростов-на-Дону: Изд. центр ДГТУ, 2012. С. 263–268.

References

1. Life safety: textbook / I.G. Pereverzev, T.A. Finochenko, I.A. Yaitskov [and others]; FSBEI VO RSTU. –2nd ed., Rev. and add., Rostov n / D, 2019. 308 p.
2. Theoretical research of noise and vibration spectra in cabins of locomotive and diesel shunting locomotive I.A. Yaitskov, A.N. Chukarin, T.A. Finochenko International Journal of Applied Engineering Research. 2017. T. 12. № 21. C. 10724-10730.
3. Machine tools / ed. prof. VC. Tepinkichieva. M., "Engineering", 1973. 472 p.
4. Machine tools with CNC: device, programming, tooling and equipment: textbook. allowance / A.A. Zholobov, Zh.A. Mrochek, A.V. Averchenkov, M.V. Terekhov, V.A. Shkaberin. - 2nd ed., erased. - M. : FLINTA, 2014. - 355 p.
5. Ivanov N.I.: Fundamentals of vibroacoustics / N.I. Ivanov, A.S. Nikiforov // St. Petersburg: Polytechnic, 482 p., 2020
6. Chukarin A.N. Theory and method of acoustic calculations and design of technological machines for mechanical processing. Rostov n / D, Publishing Center DSTU, 2004.152 p.
7. Theoretical study of the processes of excitation of vibrations and noise generation of grinding wheels of thread and spline grinders / Zh.P. Razakov, A.E. Shashurin, P.S. Kurchenko, N.I. Ivanov // AKUSTIKA, Vol. 38, 2021, ISSN 1801-9064
8. Methods for conducting experimental studies of the noise of bar lathe machines / T.A. Finochenko, A.N. Chukarin // Innovative technologies in mechanical engineering and metallurgy: mater. IV Intern. scientific-practical. conf. / Ministry of Industry and Energy. Rostov-on-Don: Ed. center of DSTU, 2012, pp. 263–268.



Общество с ограниченной ответственностью "Институт акустических конструкций"

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

Организационная структура предприятия:

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

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

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

Александр Шашурин
Генеральный директор



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

Балтийский государственный технический университет "ВОЕНМЕХ" является ярким представителем инженерной школы России, сумевшим сохранить и приумножить достижения отечественного и мирового инженерно-технического образования.

ВУЗ был образован приказом по Народному Комиссариату тяжелой промышленности СССР от 26 февраля 1932 г. № 109 как Ленинградский военно-механический институт. Здесь осуществлялась подготовка рабочих средней квалификации с инженерным образованием, углубленным в узкую заводскую специальность (механиков и теплотехников).

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

Традиции "ВОЕНМЕХ" и продолжающееся тесное сотрудничество с высокотехнологичными предприятиями позволяют успешно вести подготовку инженеров, бакалавров и магистров для ведущих предприятий оборонно-промышленного комплекса. БГТУ "ВОЕНМЕХ" — участник многих региональных и городских программ по целевой подготовке, закреплению и переподготовке кадров для промышленного производства, в том числе авиационно-космических и электронно-приборостроительных предприятий страны.

Ректор БГТУ: Иванов Константин Михайлович, доктор технических наук, профессор.

Кафедра "Экология и производственная безопасность"

Иванов Николай Игоревич — профессор кафедры "Экология и производственная безопасность" Балтийского государственного технического университета "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова, председатель диссертационного совета, доктор технических наук, профессор, заслуженный деятель науки Российской Федерации. Автор свыше 400 научных трудов, в том числе около 10 учебников, справочников и монографий. Основные результаты научных исследований докладывал на международных конгрессах в Австралии, Австрии, Венгрии, Германии, Дании, Италии, Канаде, Китае, Нидерландах, Польше, Португалии, США, Финляндии, Швейцарии, Швеции и других странах.

Кафедра подготавливает специалистов по направлениям:

Бакалавр - Безопасность технологических процессов и производств

Магистр - Инженерная защита окружающей среды

Диссертационный совет Д 212.010.01

01.04.06 - Акустика

05.26.01 - Охрана труда (в машиностроении)

В диссертационном совете по специальности "Акустика" защищено 15 кандидатских диссертаций, 4 докторских, по специальности "Охрана труда" — 2 кандидатских и 2 докторских диссертаций.

Одной из ценностей кафедры является Международная акустическая библиотека им. Сэра Джеймса Лайтхила, которая была образована в 1998 году и насчитывает свыше 5000 единиц хранения в виде журналов, книг, справочников, трудов конгресса.

Сетевой Научный Журнал "Noise Theory and Practice"

ООО "ИАК"

при БГТУ "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова



Главная цель

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

Основные задачи

Основными задачами Журнала являются:

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

Научное цитирование Журнала

Журнал является общедоступным для чтения неограниченным числом пользователей.

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

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

ООО "ИАК"
г. Санкт-Петербург
2022