

ISSN 2412-8627

Vol. 6 No. 4

(12+)

# Noise

## Theory and Practice

Scientific Journal



IV  
2020

Acoustic Design Institute

# Редакционная коллегия

## Главный редактор

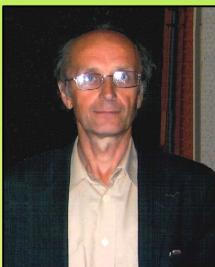
Иванов Николай Игоревич



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

## Заместитель главного редактора

Курцев Геннадий Михайлович



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

## Члены редакционной коллегии

Дроздова Людмила Филипповна



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

Заплетников Игорь Николаевич



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

Элеонора Карлетти



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

Серджио Луцци



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

Тюрин Александр Павлович



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

Васильев Андрей Витальевич



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

Тупов Владимир Борисович



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

Цукерников Илья Евсеевич



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

# Редакционная коллегия

2

Шашурин Александр Евгеньевич



Доктор технических наук, декан факультета "Е" Оружие и системы вооружения, профессор 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



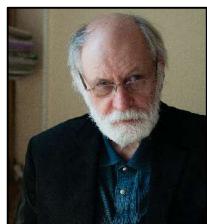
Кандидат технических наук, доцент кафедры "Экология и производственная безопасность" Балтийского государственного технического университета "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова (г. Санкт-Петербург, РФ)

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)

# Editorial Board

3

## Editor-in-chief

Nickolay Ivanov



Doctor of Engineering Science,  
Professor, Head 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

Lyudmila Drozdova



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

Igor Zapletnikov



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

Eleonora Carletti



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

Sergio Luzzi



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

Alexander Tyurin



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

Andrey Vasilyev



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

Vladimir Tupov



Doctor of Engineering science,  
Professor of the Department of  
Thermal power plants 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

Aleksandr Shashurin



Doctor of Engineering Science, Dean of the E faculty 'Weapons and weapons systems', Professor 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)

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)

Natalya Tyurina



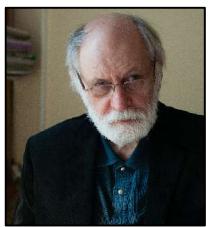
Doctor of Engineering Science, Head of the Chief Engineer's office of JSC 'Institute 'Transekoproekt' (St. Petersburg, Russia)

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

Научный журнал

Том 6 №4

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, зав. кафедрой "Экология и производственная безопасность" Балтийского государственного технического университета "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова основатель транспортной акустики в России - Иванов Николай Игоревич.

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

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

**Фактический адрес редакции**  
Россия, г. Санкт-Петербург,  
ул. Бумажная, д.17, лит. А,  
пом. 436-1  
+7 (812) 495-77-97  
[www.noisetp.com](http://www.noisetp.com)  
e-mail: [issues@noisetp.com](mailto:issues@noisetp.com)  
**Ответственный секретарь**  
Рассошенко Ю.С.

Зарегистрировано в Федеральной службе по надзору в сфере связи, информационных технологий и массовых коммуникаций  
**Свидетельство**  
ЭЛ № ФС 77-74057

## Содержание

**Kletschkowski T.**

Некоторые идеи в области активного контроля шума и вибрации в салонах самолетов  
стр. 11-21

АНГЛ

**Буторина М.В., Тюрина Н.В.,  
Иванов Н.И., Санников В.А.**

Классификация автомобильных дорог по уровням шума  
стр. 22-32

РУС

**Герасимов А.И., Васильев М.Д., Рудь Н.С.**

Оценка эффективности дополнительной звукоизоляции (приставных оболочек) основных конструкций стен и перегородок  
стр. 33-41

РУС

**Воронков С.С.**

О связи волн Толлмина-Шлихтинга с акустическими волнами  
стр. 42-48

РУС

**Гончаренко Б.И., Кузьменков В.Ю., Котов А.Н.**

Экспериментальное исследование особенностей формирования спектра шумов беспилотного летательного аппарата  
стр. 49-59

РУС

**Чукарин А.Н., Исаев А.Г.,**

**Аббакумов К.Е., Лубянченко А.А.**

Вывод зависимостей скоростей колебаний стержневых систем при упрочнении сварных швов для снижения уровней шума на рабочем месте оператора  
стр. 60-70

РУС

**Чукарин А.Н., Исаев А.Г.,**

**Шашурина А.Е., Элькин Ю.И.**

Теоретические исследования процессов возбуждения вибраций и шумообразования при абразивной обработке сварных швов рамных конструкций  
стр. 71-80

РУС

Научный журнал

Том 6 №4

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, зав. кафедрой "Экология и производственная безопасность" Балтийского государственного технического университета "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова основатель транспортной акустики в России - Иванов Николай Игоревич.

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

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

**Фактический адрес редакции**  
Россия, г. Санкт-Петербург,  
ул. Бумажная, д.17, лит. А,  
пом. 436-1

+7 (812) 495-77-97

[www.noisetp.com](http://www.noisetp.com)

e-mail: [issues@noisetp.com](mailto:issues@noisetp.com)

**Ответственный секретарь**  
Рассошенко Ю.С.

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

**Свидетельство**

ЭЛ № ФС 77-74057

## Содержание

**Буторина М.В., Осетров А.В.,**

РУС

**Светлов В.В., Фиев К.П.**

Учет погрешностей при построении карт шума  
стр. 81-89

**Осетров А.В., Дроздова Л.Ф.,**

РУС

**Мышинский Э.Л.**

Определение фазовой скорости в акустических волноводах по известной групповой скорости  
стр. 90-94

**Дроздова Л.Ф., Буторина М.В., Куклин Д.А.**

РУС

Оценка снижения уровней шума зданиями  
различной формы  
стр. 95-103

**Васильева В.К., Храмов А.В.,**

РУС

**Мышинский Э.Л., Тюрина Н.В.**

Высокочастотный шум и особенности его  
снижения средствами индивидуальной защиты  
стр. 104-114

**Светлов В.В.**

РУС

Снижение уровней шума в жилой застройке  
от инженерно-технологического оборудования  
предприятий  
стр. 115-127

**Иванов Н.И., Тюрина Н.В., Шапурин А.Е.,**

РУС

**Курченко П.С.**

Использование метода преобразования звуковых полей для расчёта эффективности шумозащитных конструкций  
стр. 128-134

**Бужинский К.В., Фиев К.П., Шапурин А.Е.,**

РУС

**Лубянченко А.А.**

Исследование возможности применения термоизолирующих материалов для снижения уровня шума от оборудования  
стр. 135-147

Научный журнал

Том 6 №4

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, зав. кафедрой "Экология и производственная безопасность" Балтийского государственного технического университета "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова основатель транспортной акустики в России - Иванов Николай Игоревич.

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

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

**Фактический адрес редакции**

Россия, г. Санкт-Петербург,  
ул. Бумажная, д.17, лит. А,  
пом. 436-1

+7 (812) 495-77-97

[www.noisetp.com](http://www.noisetp.com)

e-mail: [issues@noisetp.com](mailto:issues@noisetp.com)

**Ответственный секретарь**

Рассошенко Ю.С.

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

**Свидетельство**

ЭЛ № ФС 77-74057

## Содержание

**Санников В.А., Дроздова Л.Ф., Кудаев А.В.**

РУС

Определение структурного шума, образованного колебаниями отдельной панели салона автомобиля  
стр. 148-154

**Васильев А.В.**

РУС

Исследование инфразвукового излучения в условиях урбанизированных территорий на примере Самарской области

стр. 155-162

Scientific Journal

Vol. 6 No. 4

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, Head of 'Ecology and  
industrial safety'  
department of the Baltic State  
Technical University 'VOENMEH'  
named after D. F. Ustinov, the  
founder of the transport acoustics  
in Russia.

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

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

### ***Location address of the Editorial office***

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

+7 (812) 495-77-97

[www.noisetp.com](http://www.noisetp.com)

e-mail: issues@noisetp.com

### ***Executive Secretary***

Rassoshenko Iuliia

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

### ***The certificate of registration***

ЭЛ № ФС 77-74057

## **Contents**

**Kletschkowski T.**

ENG

Some insights in active control of noise and vibration  
in aircraft cabins

p. 11-21

**Butorina M.V., Tyurina N.V., Ivanov N.I.,  
Sannikov V.A.**

RUS

Classification of roads by noise levels

p. 22-32

**Gerasimov A.I., Vasilev M.D., Rud N.S.**

RUS

Estimation of the efficiency of additional sound  
insulation of the basic constructions of walls and  
partitions

p. 33-41

**Voronkov S.S.**

RUS

On the connection of Tollmin-Schlichting waves  
with acoustic waves

p. 42-48

**Goncharenko B.I., Kuzmenkov V.Yu.,  
Kotov A.N.**

RUS

Experimental study of the peculiarities of the  
formation of the noise spectrum of the unmanned  
aircraft

p. 49-59

**Chukarin A.N., Isaev A.G., Abbakumov K.E.,  
Lubianchenko A.A.**

RUS

Derivation of the dependences of the vibration rates  
of rod systems when strengthening welds to reduce  
noise levels at the operator's workplace

p. 60-70

**Chukarin A.N., Isaev A.G., Shashurin A.E.,  
Elkin Y.I.**

RUS

Theoretical studies of the processes of vibration  
excitation and noise generation during abrasive  
treatment of welds of frame structures

p. 71-80

Scientific Journal

Vol. 6 No. 4

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, Head of 'Ecology and  
industrial safety'  
department of the Baltic State  
Technical University 'VOENMEH'  
named after D. F. Ustinov, the  
founder of the transport acoustics  
in Russia.

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

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

### ***Location address of the Editorial office***

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

+7 (812) 495-77-97

[www.noisetp.com](http://www.noisetp.com)

e-mail:issues@noisetp.com

### ***Executive Secretary***

Rassoshenko Iuliia

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

### ***The certificate of registration***

ЭЛ № ФС 77-74057

## Contents

<b>Butorina M.V., Osetrov A.V., Svetlov V.V., Fiev K.P.</b>	RUS
Accounting for errors in the development of noise maps	
p. 81-89	
<b>Osetrov A.V., Drozdova L.F., Myshinsky E.L.</b>	RUS
Anisotropy accounting for inhomogeneous modes of surface acoustic waves	
p. 90-94	
<b>Drozdova L.F., Butorina M.V., Kuklin D.A.</b>	RUS
Evaluation of noise reduction behind buildings of different shapes	
p. 95-103	
<b>Vasilyeva V.K., Khramov A.V., Myshinsky E.L., Tyurina N.V.</b>	RUS
High-frequency noise and features of its reduction by personal protective equipment	
p.104-114	
<b>Svetlov V.V.</b>	RUS
Reducing noise from the enterprise process and utility systems in the residential development	
p. 115-127	
<b>Ivanov N.I., Turina N.V., Shashurin A.E., Kurchenko P.S.</b>	RUS
Using the sound field conversion method to calculate the efficiency of noise protection structures	
p. 128-134	
<b>Buzhinskiy K.V., Fiev K.P., Shashurin A.E., Lubianchenko A.A.</b>	RUS
Research into the feasibility of applying thermal covers to reduce the machinery noise	
p. 135-147	

Scientific Journal

Vol. 6 No. 4

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, Head of 'Ecology and  
industrial safety'  
department of the Baltic State  
Technical University 'VOENMEH'  
named after D. F. Ustinov, the  
founder of the transport acoustics  
in Russia.

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

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

### ***Location address of the Editorial office***

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

+7 (812) 495-77-97

[www.noisetp.com](http://www.noisetp.com)

e-mail: [issues@noisetp.com](mailto:issues@noisetp.com)

### ***Executive Secretary***

Rassoshenko Iuliia

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

### ***The certificate of registration***

ЭЛ № ФС 77-74057

## Contents

### **Sannikov V.A., Drozdova L.F., Kudaev A.V.**

RUS

Determination of structural noise generated by  
vibrations of a separate car interior panel

p. 148-154

### **Vasilyev A.V.**

RUS

Research of infrasound radiation in conditions of  
urban territories on the example of Samara region

p. 155-162

UDC: 628.517

OECD: 01.03.AA

## Some insights in active control of noise and vibration in aircraft cabins

Kletschkowski T.

Dr.-Ing habil., professor, University of Applied Sciences Hamburg, department for  
Automotive and Aeronautical Engineering, Hamburg, Germany

### **Abstract**

The paper present a short overview on active control of low frequency interior noise in aircraft cabins caused by internal and external sources such as engines or turbulent air flow. For propeller driven aircraft as well as for jet powered aircraft the latter are the most dominant sources for the generation of airborne and structure-borne noise inside the aircraft cabin. Especially in the low frequency range active noise treatments can be applied effectively to reduce the interior sound pressure level. The application can be based on feed-forward controller or a feedback controller. Both structures can include self-adaptive algorithms in order to track changes of the disturbing noise field. Practical applications are known from commercial aircraft based on systems with distributed sensors and actuators. The combination of all components yields the conclusion that active control of aircraft interior noise can be interpreted as a mechatronic approach.

**Keywords:** active noise cancellation, aircraft interior noise, noise source, noise transmission path, adaptive control.

### **Некоторые идеи в области активного контроля шума и вибрации в салонах самолетов**

Клещковски Т.

Д.т.н.(хабилитированный доктор), профессор, Гамбургский университет прикладных наук,  
кафедра «Автомобильная и авиационная техника», г. Гамбург, Германия

### **Аннотация**

В статье представлен краткий обзор активного контроля низкочастотного внутреннего шума в кабинах самолетов, вызываемого внутренними и внешними источниками, такими как двигатели или турбулентный поток воздуха. Существуют воздушные суда с винтовым приводом и реактивным двигателем, последние являются основными источниками создания воздушного и структурного шума внутри салона воздушного судна. В частности, в низкочастотном диапазоне можно эффективно применять активные методы шумозащиты для снижения уровня внутреннего звукового давления. Применение их может быть основано на контроллере прямой связи или контроллере обратной связи. Обе структуры могут включать в себя самоадаптивные алгоритмы для отслеживания изменений мешающего шумового поля. Известны практические применения коммерческих самолетов на основе систем с распределенными датчиками и исполнительными механизмами. Комбинация всех компонентов позволяет сделать вывод, что активный контроль внутреннего шума самолета можно интерпретировать как мехатронный подход.

**Ключевые слова:** активное шумоподавление, внутренний шум самолета, источник шума, путь передачи шума, адаптивное управление.

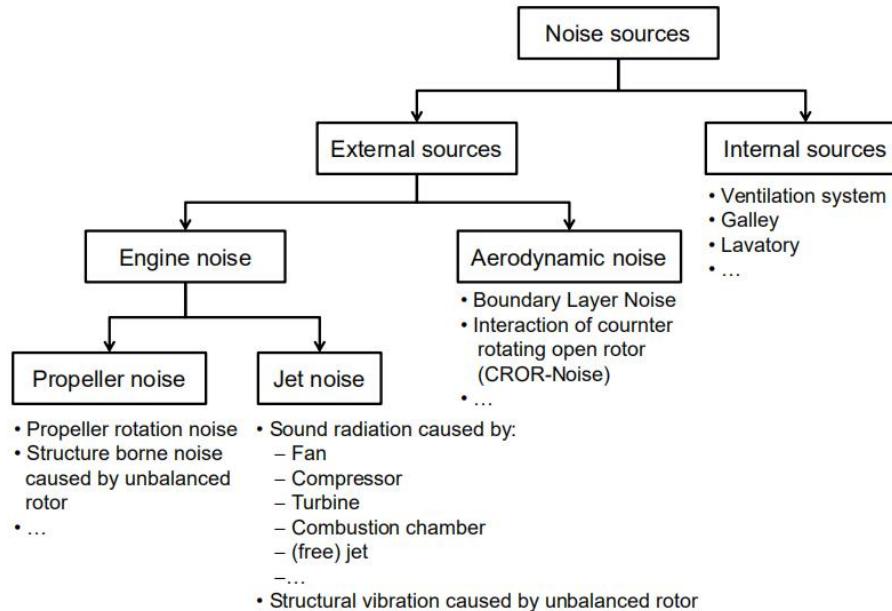
## Introduction

Active control of aircraft interior noise can act as an effective supplement of passive noise treatments, especially in the low frequency range (below 400Hz) even if the application of this technology requires a challenging and cross-disciplinary approach in order to design a in many cases self-adaptive mechatronic system. Nowadays active control approaches are of particular importance for the aircraft system design process because of weight-optimized structural design and new engine technologies such as counter rotating open rotors. For this reason this paper presents some insights on active noise and vibration control that is far away of being complete. It is (only) aimed (i) to highlight basic noise phenomena, (ii) to provide an overview on active control systems, and (iii) to comment on flight proven applications. The references provided may be helpful for further reading.

### 1. Noise sources and noise transmission paths

The (overall) sound pressure level (SPL) is a relevant measure to evaluate the comfort in an aircraft cabin. In order to guarantee an acceptable noise floor, passive as well as active noise treatments are used to isolate the cabin from external noise sources or to suppress disturbances that are caused by internal sources. Because of weight-optimized structural design (based on carbon-fiber composite techniques), effective and robust control of noise and vibration phenomena is nowadays of particular importance in aircraft system technology.

To achieve a significant control profit by applying passive and/or active noise treatments, it is important to identify the dominating noise sources as well as the most relevant noise transmission paths. According to [1] it is possible to distinguish between internal and external sources. A typical internal noise source is the ventilation system, whereas external noise is mainly caused by the engines as well as by aerodynamic effects. An overview on external and internal noise sources is given by Figure 1.



*Fig. 1. An overview on external and internal noise sources*

Especially for propeller driven aircraft it is possible to distinguish between engine noise caused by the propeller rotation, and power plant noise. The first generally exceeds the noise from the power plant with respect to its absolute level. Noise generated by propeller rotation

causes a sound field that is highly tonal in frequency content, compare Figure 2, and highly directional in its spatial distribution.

The associated sound pressure field is deterministic and completely correlated at all points. The noise level is influenced by factors such as engine power, tip speed, number of blades, and distance between propeller tip and fuselage.

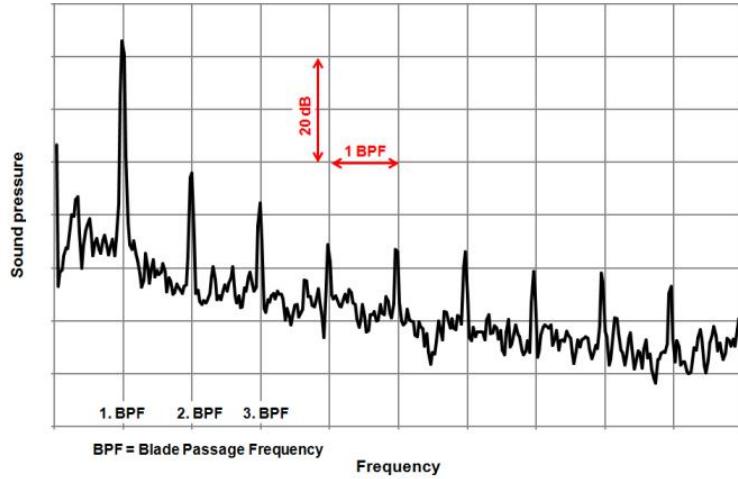


Fig. 2. Power spectral density measured in a propeller driven aircraft

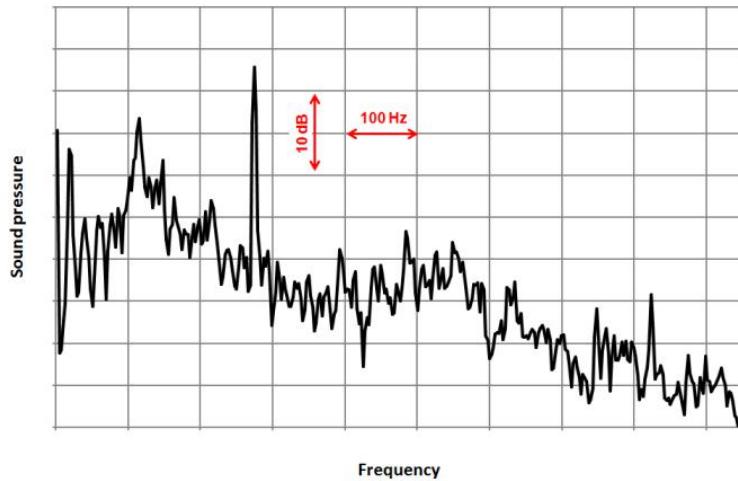


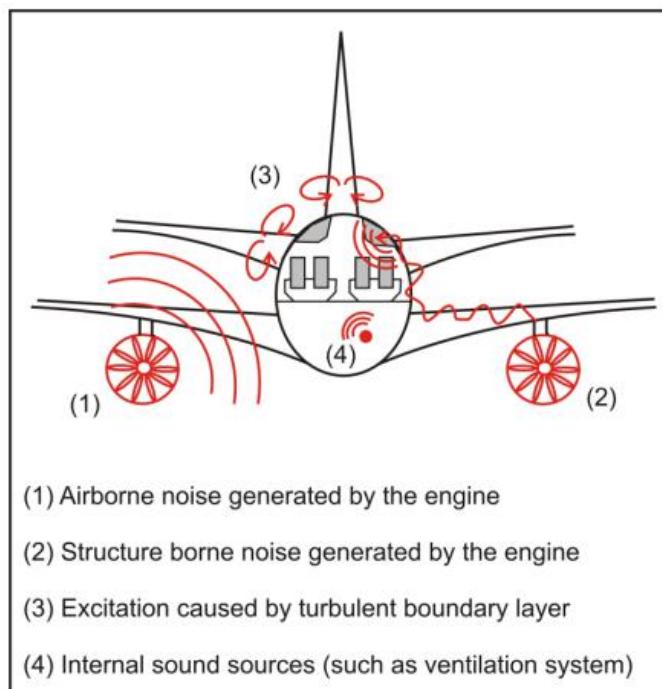
Fig. 3. Power spectral density measured in a very light jet

Power plant noise was originally restricted to the exhaust noise of reciprocating engines. Nowadays gas turbines (turbo-jet, turbo-prop, and turbo-fan) are of practical importance, see [2]. For jet noise generated by these power plants, the acoustical field on the airframe is random, and can be an efficient exciter of structural vibrations at low frequencies. In addition engine unbalance forces can also cause tonal components of cabin noise in a jet powered aircraft, compare Figure 3. Furthermore, forward radiated noise from a jet engine fan inlet consists of broadband and dominant tonal components at various frequencies (known as buzz-saw noise).

According to [2], aerodynamic noise is generated by the airflow over the aircraft surfaces. For smaller aircraft airflow noise is important at higher frequencies. For larger, jet powered, well streamlined aircraft, high speed flow generates significant levels of turbulent boundary layer noise that is usually the most important source of cabin noise for these types of aircraft. Results of in-flight measurements of the fluctuating pressure acting on the fuselage

surface beneath the boundary layer taken from a large jet aircraft, operating at speeds from 138 to 242m/s at an altitude of 7620m, clarified that the pressure was broadband and contributed significantly to the cabin noise between 100Hz up to frequencies above 2kHz. It was found that increasing airspeed (from Mach 0,45 to Mach 0,78) resulted in an increasing pressure spectral density of about 7dB.

The different types of noise sources can also be classified in respect of the disturbance that is emitted by the source. Following this approach, compare [2], it is possible to distinguish between airborne noise (fluctuation of the acoustic pressure caused by an acoustic source that radiates sound) and structure borne noise (caused by a structural source that emits mechanical vibrations). These different mechanisms of noise generation are illustrated by Figure 4.



*Fig. 4. Mechanisms for sound generation*

Consequently, it is necessary to distinguish between different noise transmissions paths. These are the airborne path and the structure born path, see Figure 5. The first is responsible for cabin noise that is transmitted through the fuselage sidewall from sources that exert directly on the exterior of the fuselage. The second transmits noise caused by mechanical forces or by the aerodynamic pressure acting on distant regions of the airframe. Disturbances caused by these excitations are transmitted through the structure and radiated into the fuselage as acoustic sound. Examples, see [3], are:

- Cabin sidewall path (not well defined/distributed, transmission of airborne noise),
- Pressure bulkhead path (well defined/localized, transmission of airborne noise),
- Engine mount path (well defined/localized, transmission of structure borne noise into fuselage),
- Fuselage path (not well defined/distributed, transmits structure borne sound through fuselage).

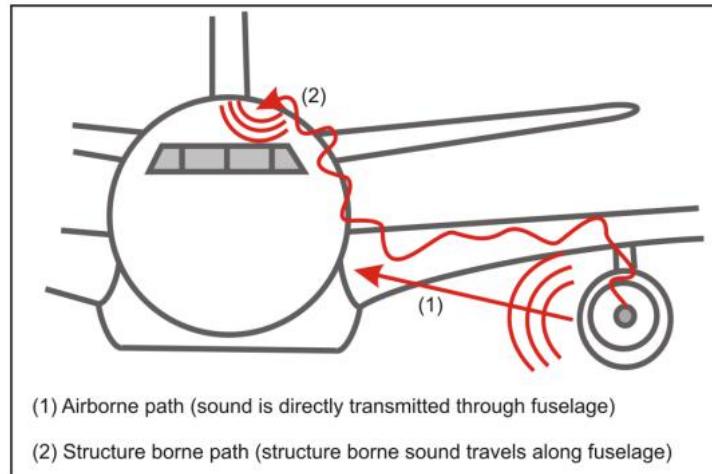


Fig. 5. Sound transmission paths

## 2. Structure and functional principle of active systems

As outlined in section one, the cabin noise field is excited by airborne noise as well as by structure born noise. In order to (i) limit the emission of a specific source, (ii) reduce the transmission along a specific path, and/or (iii) reduce the remaining sound pressure in the cabin, passive noise control is in the majority of cases (especially in the mid and high frequency range) a very effective, robust and cheap approach that is easy to implement and causes a negligible maintenance effort.

However, especially in the low frequency range (below 400Hz) it can be necessary to support passive treatments by active noise and vibration control techniques that are based on the concept of active noise control (ANC) proposed by Dr. Paul Lueg, see [4], [5]. The original idea of this approach is given by destructive interference of noise and anti-noise, as illustrated in Figure 6. Nowadays, active control approaches can also be based on more advanced concepts such as active control of the system input power or the maximization of acoustic dissipation. These concepts are summarized in [6].

Regardless the enormous variety of engineering applications that range from noise canceling headphones to active silencers, active control of interior noise can be interpreted as a mechatronic approach, because an ANC system consists of loudspeakers as actuators, microphones as sensors, and a real time processor for fast signal processing. The basic system is given by the air filled cavity, compare Figure 7. This elastic continuum can be described by the wave equation for the acoustic pressure - a partial differential equation. Therefore, the plant consists of a distributed parameter system. It behaves linear, if high sound pressure levels as well as over-modulation of loudspeakers are avoided. The optimization of sensor and actuator positions however results in a nonlinear problem. ANC is carried out to control the acoustic potential energy.

As reported in [6], it is also possible to apply alternative control strategies such as active structural acoustical control (ASAC – control of sound radiation), and active vibration control (AVC – control of kinetic energy). ASAC can be applied with active tuned vibration absorbers, see [7], whereas AVC has been realized using active mount systems, compare [8]. However, in many situations it is impossible to meet the requirements without the application of ANC, compare Figure 8.

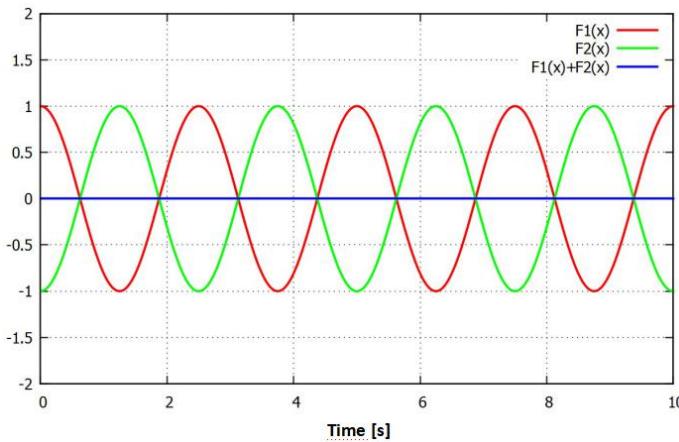


Fig. 6. Destructive interference of noise (red) and anti-noise (green)

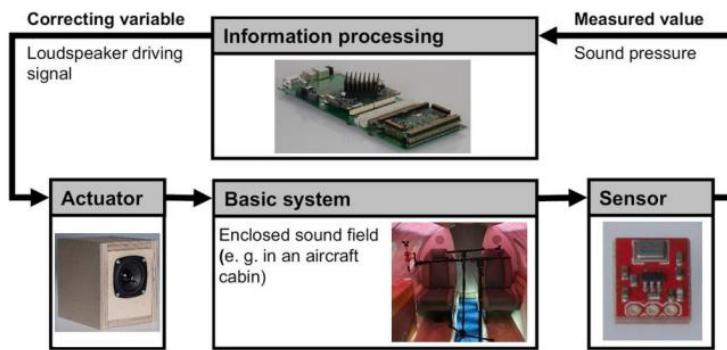


Fig. 7. Active control of aircraft interior noise interpreted as mechatronic approach

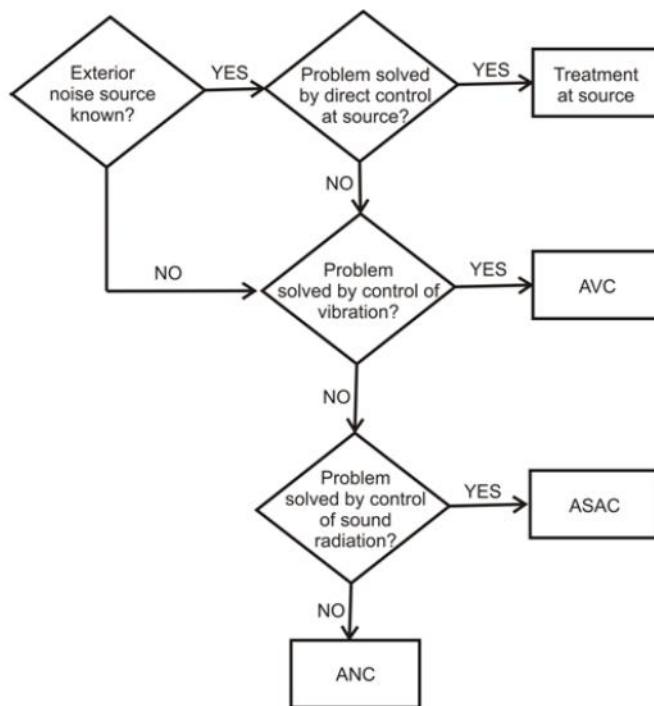


Fig. 8. Decision making during ANC system design

Common to all concepts is the necessity of measuring physical values (e.g. the cabin

sound pressure), and the generation of cancelling signals that can be used to reduce disturbing quantities by a set of actuators. Information processing is – for every concept – needed, in order to evaluate the measured values as well as to calculate the command signal. It can be either adaptive or non-adaptive. Non-adaptive information processing uses the physical measure provided by sensors to drive the actuators by manipulating the sensor signal with a constant gain. On the one hand, this is a robust approach, but on the other hand it is impossible to take into account for misadjustments that might be caused by a slight shift of the excitation frequency, but also by a breakdown of sensors and/or actuators, if non-adaptive control is applied. The dramatic effect of especially phase errors on the control profit is shown in Figure 9.

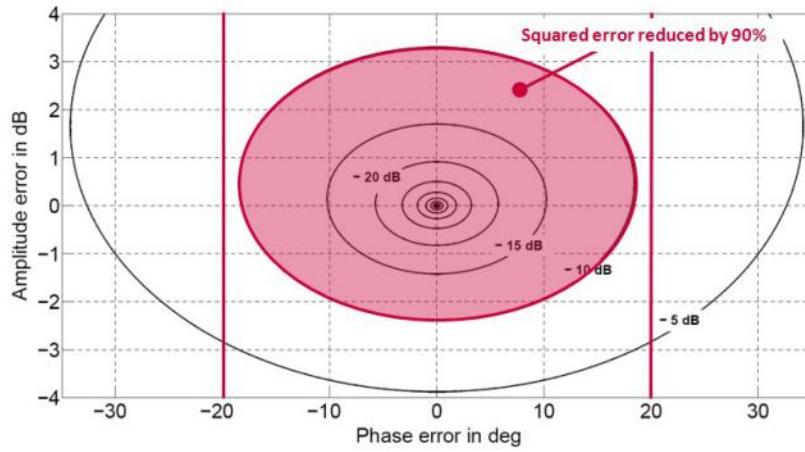


Fig. 9. Effect of errors on the control profit

Adaptive signal processing is capable of redefining the control gain according to a change of the disturbance or to variations in the plant. Adaptive control can be realized with preview (known as the feed-forward approach) and without preview (known as the feedback approach), see [9]. Both concepts are shown in Figure 10.

Feed-forward control (Figure 10 – left) is based on the reference signal  $x$  and the disturbance signal  $d$ . The latter is fed to the controller to compute the actuator signal  $u$ . This controller is only able to cancel that part of the desired signal  $d$  which is correlated to the reference signal  $x$ . The error signal  $e$  is used to adjust the feed-forward controller.

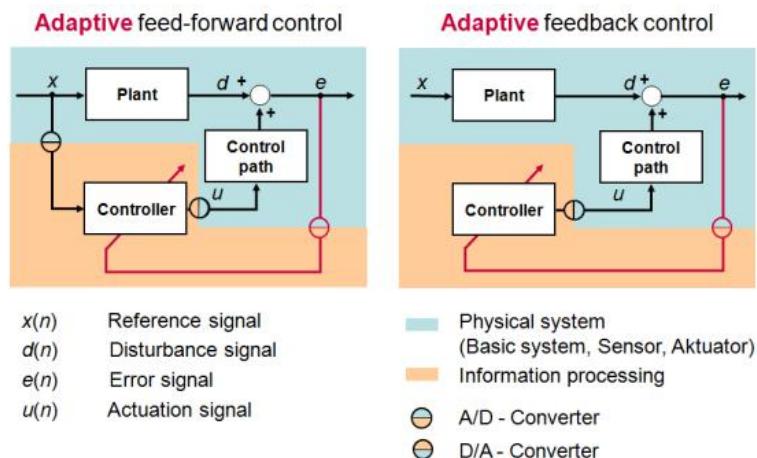


Fig. 10. Information processing in control systems

The second control schema is the feedback structure, see Figure 10 – right. Here,

no reference signal  $x$  is required to provide the actuator signal  $u$ . Only the error signal  $e$  is fed into to the controller. However, the missing reference can be approximated using an internal model of the cancelling path. Applying feedback control it is possible to cancel the deterministic part of the desired signal  $d$ . However, the delay between sensing and actuation must by small compared to the sampling time to realize a significant control profit. For this reason application of feedback control leads in many situations to co-local control approaches as known from Skyhook-dampers, see [10]. Finally, it should also be noticed that the hybrid control strategy (a combination of feed-forward and the feedback control) combines the advantages of both control structures.

As also reported in [9], the filtered-reference least mean square algorithm (FxLMS) is most widely used for adaptive tonal and broadband active noise and vibration control applications. The name of the algorithm is derived from the fact that the known or approximated reference signal  $x$  is filtered with a model of the secondary path. The main advantage of the algorithm is its simplicity and robustness. However, one drawback is the relatively slow convergence and tracking performance which depends on the secondary path and the signal statistic. To improve the performance, different variations such as the power normalized FxLMS algorithm are used in practice. In some applications remote control is required, because it is not possible to observe the sound pressure at the desired location. As – in great detail – reported by Kestell in [16] adaptive control based on forward-prediction virtual sensor techniques can be applied. Because the spatial discretization applied in this approach is based to a finite number of nodes and only in one direction, the control profit could be limited in the mid and high frequency range.

### 3. Comments on Flight-Proven Applications

Johansson, see [11], states that two companies, Ultra Electronics (England) and Saab Aircraft (Sweden), developed the first commercially-available ANC system for reduction of propeller induced noise in aircraft cabins. The first commercial aircraft in the world in which this technique was used is the SAAB 340 and its successor, the SAAB 2000. The first SAAB 340 was delivered in the spring of 1994, and the first SAAB 2000 was delivered later the same year. The ANC system in the SAAB 340 uses 48 control microphones and 24 loudspeakers. The system in the SAAB 2000 consists of 72 control microphones and 48 loudspeakers. The functional principle of these systems is illustrated by Figure 11, whereas the effect on the cabin noise field (evaluated at a single position) is shown in Figure 12.

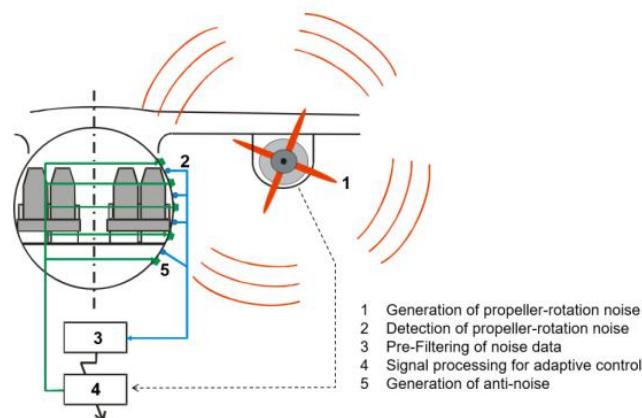


Fig. 11. Structure of noise cancellation system in a propeller driven aircraft

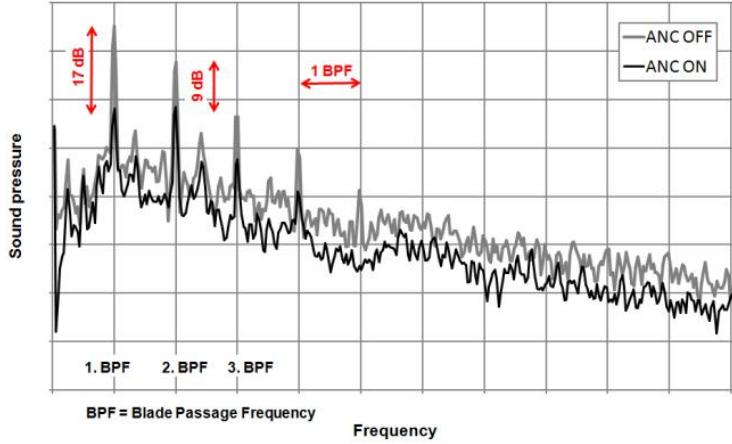


Fig. 12. Principle of active noise cancellation in an aircraft

According to the manufacturer, see [12], the Ultra-system has up to now been adopted on the Bombardier Q100, Q200, Q300 and Q400, Bombardier Challenger 601 and 604, Lockheed Martin C-130, Beech King Air 350, and Saab 2000 and 340. According to Elliott Aviation, see [13], an Ultra-system in a King Air 200 with 12 loudspeakers achieves a mean noise reduction of 6-9 dB(A). Hansen, see [14], reports an Ultra-system with 96 input channels (error and reference sensors) and up to 48 output channels for actuators. The error sensors were mostly microphones, located just above the aircraft windows in the cabin lining as well as in the centre of the ceiling lining and in the head racks. Performances of 10dB, 7dB and 3dB are given for noise reduction of the fundamental frequency and the first two harmonics (spatially averaged reduction determined at passenger head-level).

Billoud, see [8] reports on the AVC system developed by the Lord Corporation that was applied to reduce helicopter floor vibrations. This system uses up to 16 accelerometers as sensors and is capable of driving up to four force actuators. In [8] Billoud also reports on an ASAC application of Lord's technology in which the accelerometers were replaced by microphones. Two jets, a Douglas DC-9 and a Cessna Citation X, were equipped with active dampers at the engine mounts.

In both cases, the turbines were mounted on the rear fuselage and the error sensors were distributed in the cabin lining in order to achieve global reduction. No absolute reduction performance values are given for the Citation X. According to Billoud [8], a reduction of up to 8dB(C) at 120Hz and 170Hz was reached for the rear 45 seats of the DC9.

Other examples of flight-proven systems are noise-cancelling headphones, see [15], with analogue feedback control. Because active headphones are able to act close to the error sensor these systems provide a significant noise reduction. An active attenuation of 25dB in the frequency range 25 to 500 Hz was reported for a closed headphone. Open headphones reach an attenuation of approximately 10dB in a frequency range between 400Hz and 1kHz.

## Conclusions

The present paper was intended to provide some insights on active control of aircraft interior noise. However, the topics mentioned in this article are only a percentage of the whole story. Furthermore, the list of references is far from being complete. The author therefore apologize to any colleague not mentioned in spite of their important contributions to academic and/or applied research on passive and/or active control of aircraft interior noise.

It has been shown that the main sources for cabin interior noise are the engines and the turbulent air flow. Interior noise with dominant harmonic contributions is caused by the

rotating machinery of a propeller-driven aircraft. The noise signature in a jet-powered aircraft is mainly broadband, because of the jet noise and the aerodynamic noise. It has also been introduced that the interior noise field is caused by both airborne noise (directly transmitted through the fuselage into the cabin) and structure-borne noise (resulting from sound radiation from the structure into the cabin after wave propagation in the structural parts).

As outlined in this contribution, active control of sound is applied especially in the low frequency range to save both, weight and volume. It is usually applied, if passive noise treatments are not suitable to reduce the interior noise level to a specified limit. The main idea is based on the principle of destructive interference of primary noise with the canceling signal. In most situations microphones are used as sensors and loudspeaker as actuators. In order to adjust an active control strategy to changes in the primary noise field and/or changes in the secondary paths, adaptive control is applied, based on feed-forward or feedback control implemented on a digital signal processor.

Commercial applications are known from propeller driven aircraft as well as from jet powered aircraft. Global control – especially adjusted to single acoustic modes of the aircraft cabin – can be applied successfully for propeller-driven aircraft. Local control of sound around human head is possible for tonal as well as broadband noise and can therefore be found in both aircraft types. The design of active noise control systems is a mechatronic approach and requires expertise in the fields of engineering acoustics, digital signal processing and model based system engineering.

## References

1. Harris C M, Handbook of Noise Control, McGraw-Hill Book Comp., New York 1957, pp.33-34
2. Hubbard H H, Aeroacoustics of flight vehicles: Theory and practice Volume 2: Noise control. NASA Ref. Publication 1258, Vol. 2 WRFC, Report No. 90-3052, Hampton 1991, pp.271-356
3. Kletschkowski T and Sachau D, Active noise control in aircraft cabins, Acoustics Bulletin 35 (5), September/October 2010, 20-26, (2010)
4. Lueg P, Process of silencing sound oscillations, U.S. Patent No. 2,043,416. Application: 8 March 1934. Patented: 9 June 1936. Priority (Germany): 27 January 1933
5. Lueg P, Verfahren zur Dämpfung von Schallschwingungen, DRP (German Patent) No. 655 508. Filed: 27 January 1933. Patented: 30 December 1937
6. Kletschkowski T, Adaptive feed-forward control of low frequency interior noise. (2012), Springer, DOI: 10.1007/978-94-007-2537-9
7. Breitbach H, Sachau D and Böhme S, Acoustic challenges of the A400M for active systems, Proceedings of SPIE Vol. 6171, San Diego 2006, pp 6171104-1-6171104-8, DOI: 10.1117/12.658435
8. Billoud G, Active Control at Lord Corporation: A Reality. Lord Library of Technical Articles (LL - 6508), 2001, to be found on [http://www.aerohabit.eu/uploads/media/12-08-2005\\_-\\_Lord\\_Corporation\\_-\\_Active\\_control\\_\\_a\\_reality\\_\\_800KB\\_.pdf](http://www.aerohabit.eu/uploads/media/12-08-2005_-_Lord_Corporation_-_Active_control__a_reality__800KB_.pdf) (accessed November 27th, 2020)
9. Kuo S M, Morgan D R, Active noise control systems, algorithms and DSP implementations, Wiley, New York 1996, pp.155-166
10. Fuller C R, Elliott S J, and Nelson P A, Active control of vibration, Academic Press, 1996
11. Johansson S, Active control of propeller-induced noise in aircraft, Doctoral dissertation, Blekinge Institute of Technology, Ronneby 2006, Sweden

12. Active Noise and Vibration Control, Ultra Electronics 2009, <https://www.ultra-pcs.com/app/uploads/2017/06/Brochure-noise-control.pdf> (accessed November 27th, 2020)
13. Elliott Aviation's Sound Management System, Elliott Aviation 2009, <https://www.elliottaviation.com/> (accessed July 31st, 2010)
14. Hansen C H, Does active noise control have a future? Proceedings of Wespac 8: The 8th Western Pacific Acoustics Conference, Acoustics on the move, Melbourne 2003.
15. Aktive Lärmkompensation NoiseGard™, Sennheiser 2011, <https://de-de.sennheiser.com/news-aktive-laermkompensation-noisegard> (accessed November 27th, 2020)
16. Kestell C D, Active control of sound in a small single engine aircraft cabin with virtual err sensors, PhD-Thesis, Department of Mechanical Engineering, Adelaide University, Australia (2000)

УДК: 534.836.2

OECD: 01.03.AA

## Классификация автомобильных дорог по уровням шума

Буторина М.В.<sup>1\*</sup>, Тюрина Н.В.<sup>2</sup>, Иванов Н.И.<sup>3</sup>, Санников В.А.<sup>4</sup>

<sup>1</sup> К.т.н., доцент кафедры «Экология и производственная безопасность»

<sup>2</sup> Д.т.н., профессор кафедры «Экология и производственная безопасность»

<sup>3</sup> Д.т.н, профессор, заведующий кафедрой «Экология и производственная безопасность»

<sup>4</sup> Д.т.н, доцент, заведующий кафедрой «Механика деформируемого твердого тела»

<sup>1,2,3,4</sup> Балтийский государственный технический университет

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

### Аннотация

Шум автомобильного транспорта является одним из наиболее массовых факторов воздействия на городское население. Уровень шума автотранспортного потока оценивается в зависимости от различных параметров при помощи шумовой характеристики. Были проанализированы факторы, влияющие на шумовую характеристику потоков автотранспорта, вклад которых варьируется в диапазоне от -5 до +14 дБА. Произведено сравнение результатов расчетов по российской методике и западным расчетным методикам, показано, что разница в результатах расчета составляет до 20 дБА. При помощи российской расчетной методики была выполнена классификация автомобильных дорог общего пользования и улично-дорожной сети по уровням шума, что позволило оценить шумовые характеристики автомобильных дорог с наименьшей погрешностью и выработать рекомендации по применению шумозащитных мероприятий.

**Ключевые слова:** автомобильная дорога, шум, поток транспорта, шумовая характеристика, классификация, шумозащитные мероприятия.

### Classification of roads by noise levels

Butorina M.V.<sup>1\*</sup>, Tyurina N.V.<sup>2</sup>, Ivanov N.I.<sup>3</sup>, Sannikov V.A.<sup>4</sup>

<sup>1</sup> PhD, assistant professor of the department of Environmental and Industrial Safety

<sup>2</sup> DSc, professor of the department of Environmental and Industrial Safety

<sup>3</sup> DSc, professor, head of the department of Environmental and Industrial Safety

<sup>4</sup> DSc, assistant professor, head of the department of Deformable Solid Mechanics

<sup>1,2,3,4</sup> Baltic State Technical University ‘VOENMEH’ named after D.F. Ustinov, St. Petersburg, Russia

### Abstract

Road traffic noise is one of the most widespread factors affecting urban population. The noise level of the traffic flow is estimated depending on various parameters using noise emission. The factors influencing the noise emission of traffic flows were analyzed, the contribution of which varies in the range from -5 to +14 dBA. Comparison of the results of calculations according to the Russian methodology and Western calculation methods is made, it is shown that the difference in the calculation results is up to 20 dBA. Using Russian computational methodology, the classification of public roads and urban road network by noise levels was carried out, which made it possible to assess the noise characteristics of highways with the smallest error and to develop recommendations for the application of noise protection measures.

**Keywords:** road, noise, traffic, noise emission, classification, noise protection

\*E-mail: butorina\_mv@voenmeh.ru (Буторина М.В.)

## Введение

В России под действием шума транспорта, превышающего допустимые уровни, находится более трети населения [1]. Согласно Государственному докладу «О состоянии санитарно-эпидемиологического благополучия населения в Российской Федерации в 2017 году» за последние годы уровни негативного воздействия транспортного шума на жилую застройку, расположенную вблизи улиц с интенсивным движением, стабилизировались на высоком уровне. Для людей, проживающих вблизи шумных автодорог с уровнем звука 65–75 дБА, риск связанных с шумом заболеваний увеличивается на 20%.

Автомобильная дорога – это объект транспортной инфраструктуры, предназначенный для движения транспортных средств, включающий в себя конструктивные элементы (дорожное полотно, дорожное покрытие) и дорожные сооружения, являющиеся ее технологической частью. Автомобильные дороги подразделяются на автомобильные дороги общего пользования – автомобильные дороги, предназначенные для движения транспортных средств неограниченного круга лиц и расположенные вне населенных пунктов, а также на улично-дорожную сеть, расположенную на территории городских населенных пунктов.

Техническая классификация автомобильных дорог общего пользования приведена в ГОСТ Р 52398-2005 [2] и СП 34.13330.2012 [3]. Технические характеристики автомобильных дорог общего пользования устанавливаются в зависимости от интенсивности и скорости движения, числа полос, ширины полосы, обочины и разделительной линии, наличия уклонов и пересечений. В зависимости от этих параметров выделяется семь категорий автодорог: I (А, Б, В), II, III, IV и V.

Параметры улично-дорожной сети (УДС) населенных пунктов регламентирует СП 42.13330.2016 [4]. В составе УДС выделяются магистральные улицы и дороги городского и общегородского значения, а также улицы и дороги местного значения. Магистральные улицы подразделяются на классы в зависимости от интенсивности и скорости движения, количества и ширины полосы.

Основным признаком, отличающим автомобильные дороги, является наличие потока автотранспортных средств. Уровень шума автотранспортного потока оценивается в зависимости от различных параметров при помощи шумовой характеристики. Шумовые характеристики автотранспортных потоков являются основными исходными данными для выполнения акустических расчетов по оценке шумового режима на территориях, прилегающих к автомобильным дорогам.

## 1. Факторы, влияющие на шумовую характеристику автотранспортного потока

На шумовую характеристику потока автотранспорта влияет множество факторов, основными из которых является интенсивность движения, скорость движения, ускорение, состав потока, тип дорожного покрытия и т.п. [5].

*Интенсивность.* Интенсивность движения средств автотранспорта является вторым по значению фактором, определяющим уровень шума транспортного потока. Наблюдается логарифмическая зависимость эквивалентных уровней шума, рассчитанных за длительный период времени, от количества проезжающих мимо машин. Удвоение интенсивности при постоянной скорости и составе потока дает увеличение эквивалентного уровня звука на 3 дБА, увеличение интенсивности в 10 раз – на 9 дБА.

*Скорость* является одним из основных факторов, определяющих шумность потока автотранспорта. Эмиссия шума одиночного автомобиля увеличивается с ростом скорости по довольно сложным зависимостям, поскольку шум шин зависит от скорости

отлично от шума двигателя. При скоростях ниже 40 км/ч наблюдается нелинейная зависимость, обусловленная тем фактом, что медленно движущиеся машины производят шум в расчетной точке в течение более длительного времени, чем быстро движущиеся. В диапазоне скоростей от 15 до 40 км/ч изменение уровней звука составляет менее 1 дБА на 10 км/ч. При скоростях менее 15 км/ч изменение составляет 1 дБА на каждые 5 км/ч. При этом уровни звука увеличиваются при снижении скорости (рис. 1). Эта зависимость примерно одинакова как для легковых, так и для грузовых автомашин.

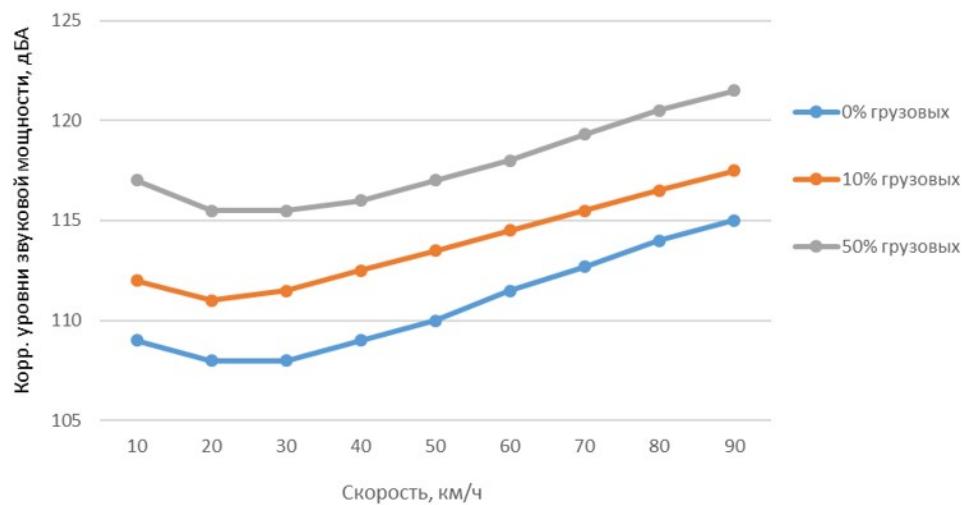


Рис. 1. Зависимость уровней шума автомобиля от скорости и состава потока [5]

*Разгон и торможение.* Зависимость уровня шума от режимов разгона и торможения автомашины довольно сложна. Она нелинейна и зависит от скорости. Для каждого класса автомашин она различна. Для легковой автомашины увеличение ускорения от -2 до +2 м/с<sup>2</sup> дает поправку к уровню звука от -5 до +8 дБА при скорости в 20 км/ч и от -1 до +4,3 дБА при скорости 80 км/ч.

*Состав потока.* Тяжелые и среднетяжелые грузовые автомобили производят больше шума, чем легковые, поэтому их шум может доминировать, даже если количество грузовых автомашин в потоке невелико. Если процент грузовых автомашин составляет 20 % и менее, уровень звука увеличивается на 1 дБА при каждом увеличении доли грузовых на 5 %, выше 20 % - на 1 дБА при каждом увеличении на 10 %.

*Уклон дороги.* Влияние уклона дороги составляет 2 дБА на каждые 5 % при уклоне и 1,5 дБА на каждые 5 % при подъеме.

*Тип покрытия вблизи автодороги.* Шумовая характеристика автотранспортного потока исчисляется в разных странах на расстоянии от 7,5 до 15 м от ближайшей полосы движения. Поэтому на величину эквивалентного уровня звука потока может оказывать влияние тип поверхности вблизи автодороги. Так, при распространении над асфальтом и травой разница уровней шума может достигать 16 дБ.

*Мокрая дорога.* Пленка воды на дороге может повлечь увеличение шума до 4 дБА. Этот эффект сильнее сказывается на малых скоростях. Для легковых автомашин влияние мокрой дороги сказывается больше на низких частотах, для грузовых – на высоких.

*Дорожное покрытие.* Тип дорожного покрытия является одним из важных факторов, оказывающих влияние на уровень шума автодороги. Влияние дорожного покрытия зависит от типа автомашины и его скорости, а также от размера зерна и возраста дорожного покрытия. С увеличением размера зерна увеличивается уровень шума. Этот эффект достигает 1-1,5 дБА. Пористое покрытие может повлечь снижение

шума до 6 дБА. Однако влияние пористого покрытия в значительной мере зависит от частоты (рис. 2). Возраст дорожного покрытия влияет, в основном, на шум шин. Новые дорожные покрытия в среднем тише, чем старые.

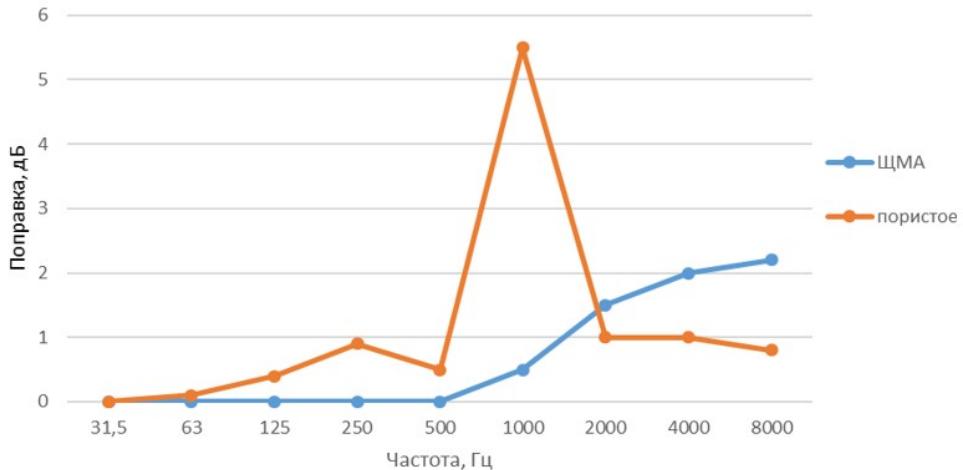


Рис. 2. Влияние пористого покрытия на различных частотах [5]

*Тип шин.* Были проанализированы уровни шума зимних шипованных шин в сравнении с летними. В среднем, разность уровней шума при применении данных видов шин составляет от 2 до 9 дБА. При увеличении скорости влияние шипованных шин заметнее. На рис. 3 представлены данные о разности в уровнях шума для автомобилей на нешипованных и шипованных шинах на различных скоростях, полученные с использованием [5]. Из анализа рисунка видно, что этот эффект оказывается сильнее на высоких частотах, что, очевидно, обусловлено визгом, создаваемым при трении шипов об асфальтовое покрытие.

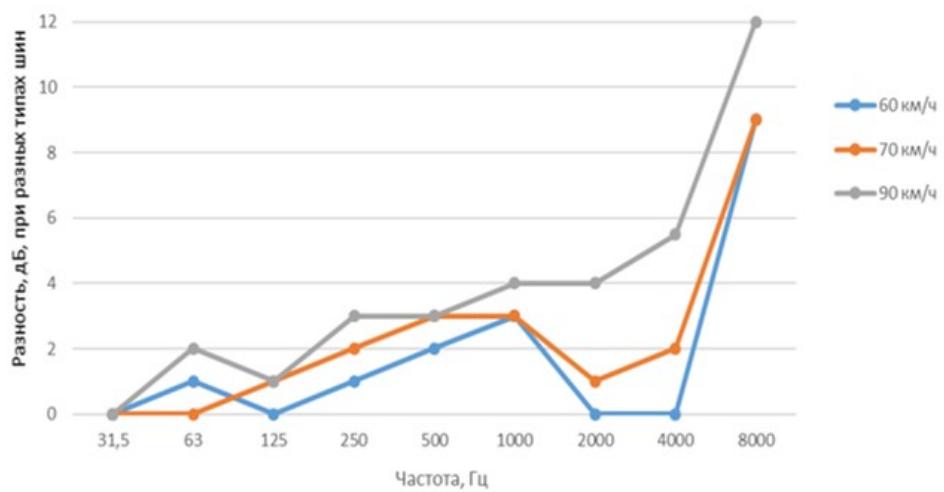


Рис. 3. Влияние шипованных шин

*Поправка на колесную базу.* При расчете уровня шума отдельного транспортного средства следует принимать поправку на тип колесной базы. За базовый тип принята легковая машина. Для различных автомашин величина поправки колеблется в пределах от -6 до +6 дБА.

*Двухуровневые искусственные сооружения.* Единственной методикой в мире, которая позволяет оценить уровни шума при наличии двухуровневых искусственных сооружений, является японская методика ASJ RTN. При этом вводится мнимый источник, уровень шума которого рассчитывается исходя из типа моста (стальной или бетонный) и типов опор. Западные методики предлагают увеличивать шумовую характеристику на 3 дБА при наличии двухуровневых пересечений.

## 2. Расчетные методики оценки шумовой характеристики автотранспорта

В национальных методиках большинства стран Европы шум транспортного потока оценивается уровнем звуковой мощности либо с помощью эквивалентного уровня звука ( $L_{A_{9dB}}$ , дБА), измеренного или рассчитанного для базового расстояния в 10, 12,5, 15 и 25 м в зависимости от требований стандарта по определению шумовой характеристики. Анализ показывает, что наиболее приемлемой характеристикой транспортного шума является эквивалентный уровень звука  $L_{A_{9dB}}$ , дБА.

Расчетные методики определяют шумовую характеристику автотранспорта, исходя из скорости и интенсивности потока, а также ряда других факторов. Наиболее часто используется метод, реализованный в СП 276.1325800.2016 [6]. При этом шум автотранспортного потока определяется в зависимости от интенсивности движения. Далее к рассчитанным значениям применяют поправки на скорость движения, состав потока, продольный уклон проезжей части улицы (дороги), тип верхнего покрытия проезжей части, ширину разделительной полосы, число полос движения транспорта, длительность светофорного цикла на пересечениях улиц (дорог) со светофорным регулированием. Указанная методика является наиболее полной и соответствующей измеренным уровням шума на российских автодорогах.

Было произведено сравнение результатов расчетов, полученных по российской методике и наиболее распространенным западным расчетным методикам. На рис. 4 приведены результаты расчетов, выполненных нами по разным методикам для усредненных данных российских дорог различных категорий. В расчете для каждой категории учтены одинаковые интенсивность, скорость движения и процент грузовых автомашин в потоке. Несмотря на то, что расчет был произведен для одинаковых параметров автодорог, разница в результатах расчета достигает 20 дБА. Как показывает анализ западных методик расчета, ни один из зарубежных методов не может быть использован в России из-за разницы в базовом расстоянии оценки шумовой характеристики (в РФ 7,5 м, на западе от УЗМ до УЗ на 25 м), учета высоты источника (в РФ 1 м, на западе 0,05 м), а, главное, уровней шума единичных автомобилей (по нормам ЕС от 72 до 82 дБА, у нас примерно на 10 дБА больше).

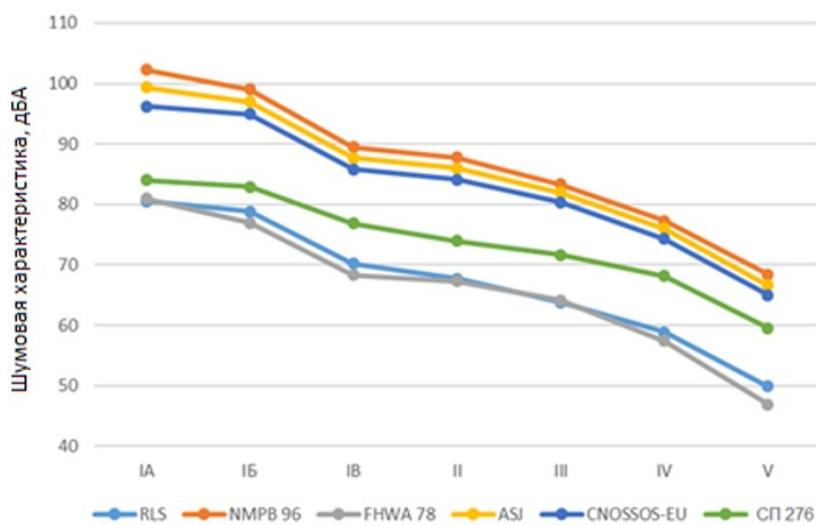


Рис. 4. Результаты расчета уровней шума потока автотранспорта по разным методикам для различных категорий автодорог

### 3. Классификация автомобильных дорог по уровням шума

В основании классификации автомобильных дорог по уровням шума лежит идея о том, что шумовые характеристики транспортных потоков зависят от категорий автомобильных улиц и дорог, поскольку категории присваиваются на основании интенсивности движения, скорости, состава потока и количества полос автодороги, т.е. тех факторов, которые, в основном, влияют на уровни шума потоков автотранспорта.

Наиболее предпочтительно разделение автомобильных дорог по уровням шума в соответствии с их категориями, определенными в ГОСТ Р 52398-2005 и СП 34.13330.2012, поскольку категория автодороги закреплена нормативными документами и установить ее несложно.

Классификация автомобильных дорог различных категорий по уровням шума была произведена расчетным методом на основании способа, приведенного в СП 276.1325800.2016 [6], с учетом различных факторов, влияющих на шумовую характеристику автодорог (таблица 1).

Таблица 1  
Классификация автодорог общего пользования по уровням шума

Параметры автодороги	Категории						
	IA	IB	II	III	IV	V	
Средняя расчетная интенсивность движения, ед./сут.	100000	75000	14000	6000	4000	1100	200
Общее число полос движения, шт.	8	6	4	2	2	2	1
Ширина разделительной полосы, м	6	5	-	-	-	-	-
Расчетная скорость, км/ч	150	120	100	120	100	80	60
Скорость 85% обеспеченности, км/ч	128	102	85	102	85	68	51
Наибольшие продольные уклоны, %	30	40	50	40	50	60	70
Коэффициент загрузки	0,65	0,65	0,7	0,7	0,7	1	1

Таблица 1 (Продолжение)

Параметры автодороги	Категории						
	IA	IB	IV	II	III	IV	V
Интенсивность движения с учетом коэффициента загрузки, авт/час	5000	3700	750	350	250	100	20
Пересечение с автодорогами, уровней	2	2	1	1	1	1	1
$L_{A_{экв7,5}}$ , дБА	84	81	78	74	72	67	59
$\Delta L_{\text{уклон}}$ , дБА	1	2	2	2	2	3	3
$\Delta L_{\text{пересечение}}$ , дБА	3	3	0	0	0	0	0

Результаты измерений уровней шума вблизи автомобильных дорог показывают, что при наличии пересечений автодорог в разных уровнях уровни шума увеличиваются на 3 дБА, что обусловлено отражением звука от нижней части верхнего яруса эстакады.

При наличии уклонов в 30-50 % шумовая характеристика автодороги увеличивается на 2 дБА в зависимости от категории автодороги. Данный эффект обуславливается тем, что при движении в гору увеличивается число оборотов двигателя автомобиля, а, следовательно, увеличиваются уровни шума, генерируемого им. Чем больше уклон, тем большие усилия приходится прикладывать для его преодоления, поэтому при увеличении уклона до 60-70 % уровни шума возрастают еще на 1 дБА.

Классификация элементов УДС по уровням шума также была проведена расчетным методом и подтверждена измерениями (таблица 2).

Таблица 2

Результаты измерения уровней шума в расчётных точках с использованием термоочехла и без его использования

Категория дорог и улиц	Расчетная скорость движения, км/ч	Скорость 85% обеспеченности, км/ч	Наиболеещий продольный уклон, %	Интенсивность движения, прив. ед/сут	$L_{A_{\text{скорость}}}$ , дБА	Интенсивность, авт/час	$L_{A_{\text{экв7,5}}}$ , дБА	$\Delta L_{\text{уклон}}$ , дБА	$\Delta L_{\text{пересечение}}$ , дБА
Магистральные городские дороги									
1-го класса - скоростного движения	130	111	40	120000	4	4100	84	2	3
	110	94	45		3	4100	83	2	3
	90	77	55		2,5	4100	81	2	3
2-го класса - регулируемого движения	90	77	55	80000	2,5	2700	82	2	3
	80	68	60		1	2700	80	3	3
	70	60	65		0	2700	79	3	3

Таблица 2 (Продолжение)

Категория дорог и улиц	Расчетная скорость движения, км/ч	Скорость 85% обеспеченности, км/ч	Наибольший продольный уклон, %	Интенсивность движения, прив. ед/сут	$L_{A\text{скор}}^{\text{расч}}$ , дБА	Интенсивность, авт/час	$L_{A\text{экв7,5}}$ , дБА	$\Delta L_{\text{уклон}}$ , дБА	$\Delta L_{\text{пересечение}}$ , дБА
Магистральные улицы общегородского значения									
1-го класса - непрерывного движения	90	77	55	120000	2,5	4100	83	2	3
	80	68	60		1	4100	82	3	3
	70	60	65		1	4100	82	3	3
2-го класса - регулируемого движения	80	68	60	120000	1	4100	82	3	3
	70	60	65		1	4100	82	3	3
	60	51	70		0	4100	81	3	3

Расчетная классификация автомобильных дорог по уровням шума, приведенная в таблицах 1 и 2, подтверждается результатами измерений. Как показывает сравнение измеренных уровней шума с полученными по разработанной классификации, предлагаемая классификация автомобильных дорог позволяет получить шумовую характеристику с минимальной погрешностью (не более 1-2 дБА), что не превышает погрешности измерений. При этом данные шумовой характеристики не занижаются, позволяя учесть наиболее неблагоприятные условия. Таким образом, предлагаемая классификация автомобильных дорог по уровням шума позволяет заменить расчеты и измерения шумовой характеристики автодороги.

#### 4. Мероприятия по снижению шума автодорог

В таблице 3 приводятся рекомендации по оценке параметров автодорог по шуму, такие как расчетное требуемое снижение уровней шума, ориентировочные размеры зоны санитарного разрыва, оцененные на основании разработанной классификации автомобильных дорог, а также шумозащитные мероприятия, обеспечивающие снижение уровней шума вблизи автомобильных дорог до нормативных требований.

Для автомобильных дорог общего пользования, расположенных за пределами населенных пунктов, применение акустических экранов является наиболее эффективным и широко применяемым мероприятием. Акустические экраны могут располагаться как вблизи самой дороги на расстоянии, соответствующем требованиям нормативных документов, так и на более значительных расстояниях, при этом акустические экраны следует устанавливать на искусственных сооружениях – валах или насыпях.

Таблица 3

Результаты измерения уровней шума в расчётных точках с использованием термочехла и без его использования

Категория	$L_{A_{\text{экв}7,5}}$ , дБА	Требуемое снижение уровней шума, дБА	Размер зоны санитарного разрыва, м	Рекомендуемые мероприятия
Автомобильные дороги общего пользования				
IA	84	29	1300	Установка шумозащитных экранов или валов высотой не менее 6 м, применение шумозащитного остекления, использование шумопоглощающего асфальта
IB	81	26	1100	Установка шумозащитных экранов высотой не менее 5 м, применение шумозащитного остекления, использование шумопоглощающего асфальта
IB	78	23	500	Установка шумозащитных экранов высотой не менее 4 м, применение шумозащитного остекления
II	74	19	320	Установка шумозащитных экранов высотой не менее 3 м либо прокладка дороги в выемке, применение шумозащитного остекления
Магистральные городские дороги				
1-го класса	84	29	1300	Установка шумозащитных экранов высотой не менее 6 м или экранирование ненормируемыми объектами, соблюдение размера санитарного разрыва, применение шумозащитного остекления, использование шумопоглощающего асфальта
2-го класса	82	27	900	Установка шумозащитных экранов высотой не менее 5 м, применение шумозащитного остекления, использование шумопоглощающего асфальта

Следует отметить, что несмотря на высокую эффективность акустических экранов, их применение в городской застройке довольно ограничено в связи с нарушением инсоляции в условиях тесной городской застройки, а также исходя из архитектурной концепции развития городского строительства. Поэтому для элементов системы УДС следует использовать экранирование нежилыми зданиями, применение шумозащитных типов домов, включая дома с установленным шумозащитным остеклением.

В тех местах, где позволяет городская территория и тип застройки (административные и промышленные районы) следует соблюдать рекомендуемые размеры

санитарных разрывов, вынося из них жилые здания, что широко практикуется, например, в Санкт-Петербурге, где организовано 48 промышленных зон.

### **Заключение**

Шум автомобильных дорог является одним из наиболее неблагоприятных факторов, под воздействием которого находится более трети городского населения.

На шумовую характеристику потока автотранспорта влияет множество факторов, вклад которых составляет: интенсивность движения (3-9 дБА); скорость (1-14 дБА); характер движения: разгон и торможение (от -5 до +8,5 дБА); состав потока или доля грузовых и легковых автомобилей (до 8 дБА); тип шин автомобилей (2-9 дБА); дорожное покрытие: его тип (1-6 дБА), состояние (до 4 дБА) и возраст (от -1 до 1 дБА); уклон дороги (до 9 дБА); наличие многоуровневых пересечений (до 3 дБА).

Выполненный анализ западных методик расчета шумовой характеристики потоков автотранспорта показывает, что ни один из зарубежных методов не может быть использован в России из-за разницы в базовом расстоянии оценки шумовой характеристики, высоты источника и уровней шума единичных автомобилей.

При помощи российской расчетной методики была выполнена классификация автомобильных дорог по уровням шума, которая позволяет оценить уровни шума автомобильных дорог с наименьшей погрешностью.

Разработанная классификация позволила выработать рекомендации по применению шумозащитных мероприятий, таких как установка шумозащитных экранов различной высоты, применение шумозащитного остекления, использование шумопоглощающего асфальта, которые бы позволили снизить шум в жилой застройке до нормативных требований.

### **Список литературы**

1. Буторина М.В., Иванов Н.И., Кудаев А.В., Куклин Д.А., Курцев Г.М., Олейников А.Ю., Шашурин А.Е. Результаты картирования шума Санкт-Петербурга, Безопасность жизнедеятельности. 2009. № 8. С. 9-12.
2. ГОСТ Р 52398-2005 Классификация автомобильных дорог. Основные параметры и требования.
3. СП 34.13330.2012 СНиП 2.05.02-85\* Актуализированная редакция «Автомобильные дороги.»
4. СП 42.13330.2016 Актуализированная редакция СНиП 2.07.01-89\* Градостроительство. Планировка и застройка городских и сельских поселений.
5. Source modelling of road vehicles: Technical Report = Моделирование источника шума автотранспорта: технический отчет / Deliverable 9 of the Harmonoise project. HAR11TR-041210-SP10.
6. СП 276.1325800.2016 Здания и территории. Правила проектирования защиты от шума транспортных потоков.

### **References**

1. Butorina M.V., Ivanov N.I., Kudayev A.V., Kuklin D.A., Kurtsev G.M., Oleynikov A.Yu., Shashurin A.Ye. Rezul'taty kartirovaniya shuma Sankt-Peterburga, Bezopasnost' zhiznedeyatel'nosti. 2009. № 8. p. 9-12.

- 
2. GOST R 52398-2005 Classification of automobile roads. General parameters and requirements.
  3. SP 34.13330.2012 (SNiP 2.05.02-85\*) Automobile roads.
  4. SP 42.13330.2016 (SNiP 2.07.01-89\*) Urban development. Urban and rural planning and development.
  5. Source modelling of road vehicles: Technical Report. Deliverable 9 of the Harmonoise project. HAR11TR-041210-SP10.
  6. SP 276.1325800.2016 Buildings and territories. Protection design rules from traffic noise.

УДК: 699.844  
OECD: 02.01.FA

## Оценка эффективности дополнительной звукоизоляции (приставных оболочек) основных конструкций стен и перегородок

Герасимов А.И.<sup>1</sup>, Васильев М.Д.<sup>2\*</sup>, Рудь Н.С.<sup>3</sup>

<sup>1</sup> К.т.н., доцент, <sup>2,3</sup> Студент-магистр  
<sup>1,2,3</sup> Кафедра «Проектирование зданий и сооружений»,  
НИУ МГСУ, г. Москва, РФ

### Аннотация

В настоящей статье приводится анализ акустической эффективности дополнительной изоляции воздушного шума стен и перегородок гражданских зданий при помощи приставных оболочек (гибких плит на относе) на основании результатов лабораторных измерений. Обращается внимание на существующую практику использования акустически однородных перегородок из легких бетонов и обосновывается необходимость дополнительной звукоизоляции подобных конструкций.

В статье рассмотрены разные варианты конструкций дополнительной звукоизоляции: каркасная и бескаркасные конструкции. Проведен анализ акустической эффективности звукоизоляционной конструкции, в основе которой лежит анализ аналоговой электроакустической модели.

Также в статье обращается внимание на важность учета коэффициента акустической эффективности приставной оболочки, при расчетах индекса дополнительной изоляции воздушного шума для конструкций стен и перегородок с гибкой плитой на относе. В статье выведена графическая зависимость эффективности дополнительной изоляции воздушного шума перегородки от ее исходной поверхностной плотности.

**Ключевые слова:** дополнительная звукоизоляция, архитектурно-строительная акустика, перегородки гражданских зданий.

### *Estimation of the efficiency of additional sound insulation of the basic constructions of walls and partitions*

Gerasimov A.I.<sup>1</sup>, Vasilev M.D.<sup>2\*</sup>, Rud N.S.<sup>3</sup>

<sup>1</sup> PhD, associate professor, <sup>2,3</sup> Master student

<sup>1,2,3</sup> The department of Design of Buildings and Structures, Moscow State University of Civil Engineering,  
Moscow, Russia

### **Abstract**

This article provides an analysis of the acoustic efficiency of additional isolation of airborne noise from walls and partitions of civil buildings with the help of attached shells (flexible slabs on a relative) based on the results of laboratory measurements. Attention is drawn to the existing practice of using acoustically homogeneous partitions made of lightweight concrete and the need for additional sound insulation of such structures is substantiated.

The article discusses different options for additional sound insulation structures: frame and frameless structures. An analysis of the acoustic efficiency of a soundproof structure is carried out, which is based on the analysis of an analog electroacoustic model.

The article also draws attention to the importance of taking into account the coefficient of acoustic efficiency of the attached shell, when calculating the index of additional insulation of airborne noise for structures

\*E-mail: mick03vasil@mail.ru (Васильев М.Д.)

of walls and partitions with a flexible slab on the relative. The article shows a graphical dependence of the effectiveness of additional isolation of airborne noise of a partition from its initial surface density.

**Keywords:** additional sound insulation, architectural and building acoustics, partitions of civil buildings.

## Введение

Несомненно, что окружающая и, в частности, акустическая среда, оказывает воздействие не только на психическое, но и на их физическое здоровье[1]. Поэтому подход к проектированию комфортной среды должен быть, несомненно, ответственным и технически правильным. Любая комфортная среда – это результат качественной и слаженной работы архитекторов, инженеров и технологов. Однако, при выборе материалов и конструкций перегородок часто руководствуются правилом минимизации трудозатрат и облегчения нагрузок на перекрытия и все чаще используют поризованные блоки невысокой плотности, а плотность, как известно, является критически важной характеристикой для звукоизоляции воздушного шума. И такая строительная практика «облегчения конструкций» уже показала свои сомнительные результаты в плане звукоизоляции[2,3]. Как следствие перегородки из таких материалов не выполняют требований существующих нормативных документов[4].

Таким образом, с целью улучшения ситуации, в настоящее время в строительстве наиболее широкое применение находят два варианта конструкций дополнительной звукоизоляции: каркасного и бескаркасного типа[5]. Первый вариант – каркасный – на основе металлического или деревянного каркаса с облицовкой листами ГВЛ или ГКЛ или их комбинацией с заполнением внутреннего пространства минеральными или стеклянными плитами – звукопоглощающими материалами (см. рис. 1).



Рис. 1. Схема устройств дополнительной звукоизоляции базовой конструкции стены

В то же время, в строительстве и реконструкции гражданских зданий все большее распространение получает устройство дополнительной бескаркасной звукоизоляции – гибкой плиты на отосе (приставной оболочки) к исходным конструкциям стены или перегородки с целью повышения ее звукоизоляционных характеристик.

Второй вариант звукоизоляции – бескаркасная – приставная оболочка имеет меньшую толщину и несколько менее эффективна с позиции звукоизоляции, однако имеет свои преимущества: более экономична, меньшая толщина, меньшие трудозатраты

на монтаж, по сравнению с первым вариантом (рис. 1).

## 1. Измерения и результаты измерений

Для проведения анализа акустической эффективности приставных оболочек (плит на основе), использовались протоколы акустических испытаний конструкций дополнительной звукоизоляции, смонтированных на различных конструкциях стен.

Испытания проводились в больших реверберационных камерах Лаборатории акустики ННГАСУ по стандартной методике ГОСТ 27296-2012. «Здания и сооружения. Методы измерения звукоизоляции ограждающих конструкций (с Поправкой)»[6].

Повторяемость измерения изоляции воздушного шума в рабочем диапазоне частот при доверительной вероятности 0,95 отвечает требованиям п. 8 ГОСТ 27296-2012.

В камере высокого уровня (КВУ объемом 150 м<sup>3</sup>) создавались необходимые уровни звукового давления в пределах 100 – 120 дБ.

В камере низкого уровня (КНУ объемом 66 м<sup>3</sup>) полезные сигналы превышали собственные шумы по уровню не менее чем на 25 дБ на всех частотах нормируемого диапазона.

Стены и потолок камер не параллельны друг другу, оштукатурены по металлической сетке по полнотелому кирпичу. Полы бетонные. Для создания диффузного поля, на стенах и потолке имеются звукорассеивающие элементы.

Величины изоляции воздушного шума в третьекратных полосах частот определялись по формуле:

$$R = L_1 - L_2 + 10 \lg \frac{S}{A}, \text{ дБ}, \quad (1)$$

где:  $L_1$  – средний уровень звукового давления в КВУ, дБ;  $L_2$  – средний уровень звукового давления в КНУ, дБ;  $S$  – площадь перегородки, м<sup>2</sup>;  $A$  – эквивалентная площадь поглощения в КНУ, м<sup>2</sup>.

Для определения звукопоглощения  $A$  в камере низкого уровня было измерено время реверберации  $T$  в третьекратных полосах частот. Величина звукопоглощения определялась по формуле:

$$A = \frac{0,163 \cdot V}{T}, \text{ м}^2, \quad (2)$$

где:  $V$  – объем камеры, м<sup>3</sup>;  $T$  – время реверберации, с.

После обработки результатов лабораторных измерений, были построены частотные характеристики изоляции воздушного шума двух вариантов перегородок и изоляции воздушного шума тех же перегородок, но уже со смонтированными конструкциями дополнительной звукоизоляции (приставной оболочки). Кривые представлены на рис. 2.

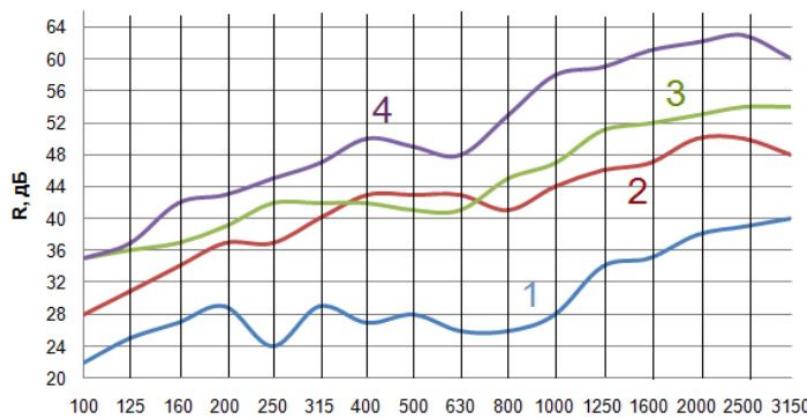


Рис. 2. Частотные характеристики изоляции воздушного шума перегородок с гибкой плитой «на относе» (приставной оболочки)

**1 кривая** – основная перегородка из пеносиликатных блоков, плотностью  $p = 700 \text{ кг}/\text{м}^3$ , поверхностной плотностью  $47 \text{ кг}/\text{м}^2$ .  $R_w^0 = 32 \text{ дБ}$ .

**2 кривая** – основная перегородка из пеносиликатных блоков, плотностью  $p = 700 \text{ кг}/\text{м}^3$ , поверхностной плотностью  $47 \text{ кг}/\text{м}^2 +$  приставная оболочка: деревянный каркас 25 мм, один слой ГКЛ, минераловатная плита толщиной 25 мм, плотностью  $p = 75 \text{ кг}/\text{м}^3$ .  $\Delta R_w = 14 \text{ дБ}$ .

**3 кривая** – основная перегородка в половину обыкновенного, полнотелого глиняного кирпича (120 мм), плотностью  $p = 1800 \text{ кг}/\text{м}^3$ , поверхностной плотностью  $p = 228 \text{ кг}/\text{м}^2$ .  $R_w^0 = 48 \text{ дБ}$ .

**4 кривая** – основная перегородка в половину обыкновенного, полнотелого глиняного кирпича (120 мм), плотностью  $p = 1800 \text{ кг}/\text{м}^3$ , поверхностной плотностью  $p = 228 \text{ кг}/\text{м}^2 +$  приставная оболочка: деревянный каркас 25 мм, один слой ГКЛ, минераловатная плита толщиной 25 мм, плотностью  $p = 75 \text{ кг}/\text{м}^3$ .  $\Delta R_w = 6 \text{ дБ}$ .

Как видно из сравнения частотных характеристик изоляция воздушного шума, в первом варианте – основная перегородка из пеносиликатных блоков – приставная оболочка более эффективна с позиции улучшения изоляции воздушного шума ( $\Delta R_w = 14 \text{ дБ}$ ), чем во втором варианте основной конструкции из кирпича ( $\Delta R_w = 6 \text{ дБ}$ ).

Таким образом, за счет устройства приставной оболочки можно достичь увеличения звукоизоляции однослоевой конструкции от 2 до 15 дБ.

Как показывает практика натурных и лабораторных измерений звукоизоляции подобной приставной оболочки (бескаркасной конструкции) – индекс улучшения изоляции воздушного шума  $\Delta R_w$ , дБ в значительной степени определяется физико-техническими параметрами основной (базовой) конструкции ограждения[7].

## 2. Оценка акустической эффективности

Рассмотрим влияние основной конструкции на акустическую эффективность приставной оболочки. В основу анализа положена аналоговая электроакустическая модель двустенной перегородки с воздушной полостью, заполненной звукоизоляционным материалом. Модель представлена в виде четырехполюсника (рис. 3).

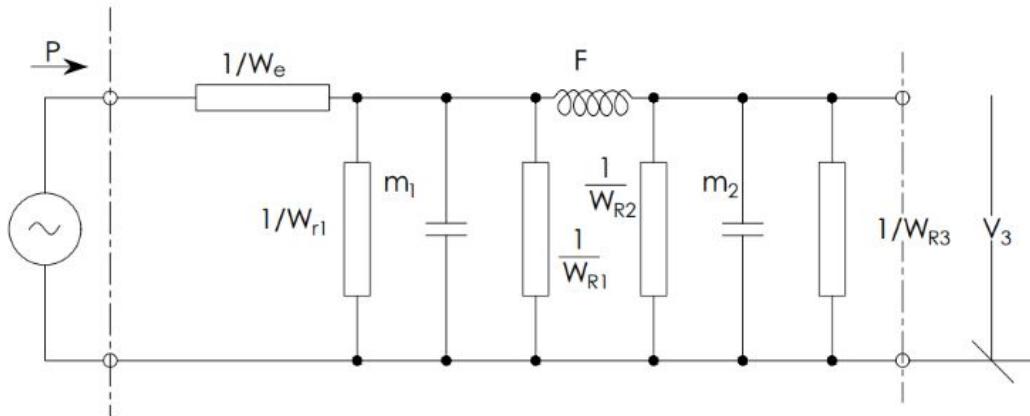


Рис. 3. Аналоговая схема (четырехполюсник) двойной перегородки

В символах механических параметров:

$W_e = \frac{z_0}{\cos \phi}$  - сопротивление плоской волны;

$Wr_1$  и  $Wr_2$  – акустические импедансы приставной и основной (базовой конструкции), приводимых в колебательное движение;

$m_1$  и  $m_2$  - поверхностные плотности оболочки и основной конструкции;

$F = 1/S$  – упругий параметр слоя звукоизоляционного материала,  $S$  – динамическая жесткость слоя.

Коэффициент передачи звуковой мощности:

$$\tau(\phi) == \frac{\Pi a(\phi)}{\Pi e(\phi)} = \frac{4 \cos \phi}{1/T^2} \cdot \frac{\sigma_2 \cdot Wr(\phi)}{z_0}, \quad (3)$$

где:  $\sigma_2$  – коэффициент излучения основной части перегородки;  $T$  – фактор передачи,

$$T = \frac{v_1}{2v_2} \cdot \cos \phi, \quad (4)$$

где  $V_1$  и  $V_2$  – колебательные скорости оболочки и основной части перегородки.

Фактор передачи акустической системы (оболочка – звукоизоляционный, звукопоглощающий материал – основная часть перегородки):

$$T = \frac{1}{\left(1 + \frac{z_a}{z_2}\right) \cdot \left(1 + \frac{z_0}{z_1}\right) + \frac{z_0}{z_2}}, \quad (5)$$

где  $z_1$  и  $z_2$  – импедансы приставной оболочки и базовой конструкции;  $z_a$  – импеданс слоя звукопоглощающего, звукоизоляционного материала;  $z_0$  – характеристический (входной, удельный) импеданс воздуха;  $z_0 = p_0 \cdot c_0$ , где  $p_0$  – плотность воздуха,  $c_0$  – скорость звука в воздухе.

Анализ выражения показывает, что уменьшение коэффициента передачи потока энергии в значительной степени обусловлено акустическим сопротивлением (импедансом). Чем больше импеданс (акустическое сопротивление) основной конструкции, тем меньше коэффициент передачи энергии.

В оценке акустической эффективности приставной оболочки немалую роль играет показатель изгибной жесткости единицы поперечного сечения элемента шириной 1 м  $E/p^3$

( $E$  - модуль упругости и  $p$  – плотность материала  $\text{кг}/\text{м}^3$ ) и коэффициент излучения основной конструкции.

Повышение отношения  $E/p^3$  и снижение коэффициента излучения и модальной плотности базовой конструкции приводит к уменьшению потока энергии между элементами акустической системы и росту акустической эффективности приставной оболочки, кроме того в упругом материале заполнение воздушного пространства уменьшается скорость распространения звуковой волны на низких частотах по сравнению со скоростью звука в воздухе.

Это изменение скорости распространения звука вызывает изменение коэффициента излучения основной конструкции, тем самым способствует повышению эффективности оболочки. Легкие бетоны, как правило, имеют значение  $E/p^3$  в среднем в  $2 \div 2,5$  раза больше, чем обыкновенный глиняный полнотелый кирпич и тяжелые бетоны при одинаковой поверхностной плотности[8].

### 3. Зависимость акустической эффективности основной (базовой) конструкции от ее поверхностной плотности

Для проведения системного анализа были использованы результаты лабораторных измерений звукоизоляции стен и перегородок с устройством приставной оболочки, на рис. 4 представлены графики зависимости индекса изоляции воздушного шума основной (базовой) конструкции от ее поверхностной плотности (кривая 1) с приставными оболочками двух вариантов (кривые 2 и 3).

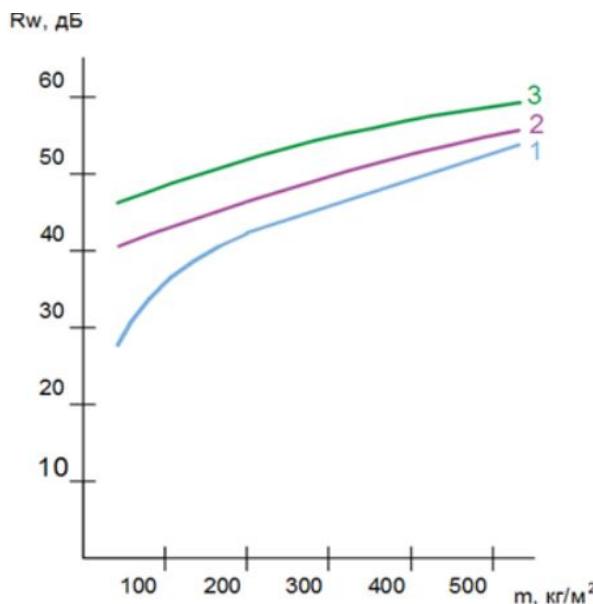


Рис. 4. Графики зависимости индекса изоляции воздушного шума основной (базовой) конструкцией от ее поверхностной плотности с приставными оболочками двух вариантов

**1 кривая** – зависимость индекса изоляции воздушного шума основной (базовой) конструкцией от ее поверхностной плотности.

Для построения кривой 1 проводились лабораторные измерения воздушного шума перегородок различной поверхностной плотности (от 50 до  $530 \text{ кг}/\text{м}^2$ ).

**2 кривая** – зависимость индекса изоляции воздушного шума основной (базовой) конструкцией от ее поверхностной плотности с бескаркасной конструкцией дополнительной звукоизоляции (рис. 1, вариант 2).

Для построения кривой 2 проводились лабораторные измерения воздушного шума перегородок различной поверхностной плотности (от 50 до 530 кг/м<sup>2</sup>) с дополнительной бескаркасной облицовкой (приставной оболочкой), представляющей из себя слой звукопоглощающей плиты 20 мм плотностью 35 кг/м<sup>3</sup>, 2 ГВЛ плотностью 1250 кг/м<sup>3</sup> и 1 ГКЛ плотностью 800 кг/м<sup>3</sup>.

**3 кривая** – зависимость индекса изоляции воздушного шума основной (базовой) конструкцией от ее поверхностной плотности с каркасной конструкцией дополнительной звукоизоляции (рис. 1, вариант 1).

Для построения кривой 3 проводились лабораторные измерения воздушного шума перегородок различной поверхностной плотности (от 50 до 530 кг/м<sup>2</sup>) с дополнительной каркасной облицовкой (приставной оболочкой), смонтированной на металлическом каркасе, заполненным слоем звукопоглощающей плиты 50 мм плотностью 35 кг/м<sup>3</sup>, обшитым 2 ГВЛ плотностью 1250 кг/м<sup>3</sup> и 1 ГКЛ плотностью 800 кг/м<sup>3</sup>.

Как видно из графиков наибольшей акустической эффективностью обладают приставные оболочки на металлическом каркасе, установленном к основной конструкции плотностью  $p = 500 \div 1000$  кг/м<sup>3</sup> с индексом улучшения изоляции воздушного шума  $\Delta R_w$  от 19 до 8 дБ, соответственно.

По второму варианту  $\Delta R_w$  от 13 до 8 дБ при так же условиях.

Таким образом, суммарный индекс изоляции воздушного шума конструкции перегородки по результатам эксперимента, определяется по формуле:

$$R_w = R_w^0 + \Delta R_w, \text{ дБ}, \quad (6)$$

где  $R_w^0$  – индекс изоляции воздушного шума основной конструкции.

В случае расчета собственной изоляции воздушного шума приставной оболочки со слоем звукоизоляционного материала суммарный индекс изоляции воздушного шума конструкции в целом определяется по формуле:

$$R_w = R_w^0 + k \cdot R'_w, \text{ дБ}, \quad (7)$$

где  $R'_w$  – расчетный индекс собственной изоляции воздушного шума приставной оболочки, дБ;  $k$  – коэффициент акустической эффективности приставной оболочки.

Коэффициент акустической эффективности гибкой плиты на относе (приставной оболочки) определяется по формуле:

$$k = 0,12 \cdot B^{0,5}, \quad (8)$$

где  $B$  – отношение модуля Юнга к кубу плотности рассматриваемого материала (кирпич, легкий бетон, бетон):  $B = E/p^3$ .

## Заключение

Исходя из результатов лабораторных измерений плотность исходной (базовой) стены оказывает непосредственной влияние на индекс дополнительной изоляции воздушного шума. Данное влияние особенно заметно при низкой плотности исходной конструкции – индекс дополнительной звукоизоляции максимально эффективен, с увеличением плотности индекс дополнительной звукоизоляции уменьшается, т.е. мы говорим об обратной зависимости между плотностью и индекс дополнительной звукоизоляции.

Таким образом, при расчетах индекса изоляции воздушного шума конструкциями стен и перегородок с гибкой плитой на относе (формула (6)), целесообразно учитывать

коэффициент акустической эффективности приставной оболочки (формула (7)), который определяется в зависимости от типа основной конструкции, его модуля упругости и плотности материала.

Полученные результаты могут быть полезны при расчетах дополнительной звукоизоляции воздушного шума и для получения более точных результатов инженерами-проектировщиками, акустиками.

## Список литературы

1. Maryam Banaei, Javad Hatami, Abbas Yazdanfar, Klaus Gramann Front Hum Neurosci. Walking through Architectural Spaces: The Impact of Interior Forms on Human Brain Dynamics. 2017; 11: 477. Published online 2017 Sep 27. doi: 10.3389/fnhum.2017.00477 – PMCID: PMC5627023.
2. Фадеев А. С, Щукерников И. Е.. Оценка изоляции воздушного шума межквартирной перегородки из поризованных материалов невысокой объемной плотности // Акустика среды обитания АСО – 2019, четвертая всероссийская конференция молодых ученых и специалистов, материалы конференции — М., 2019.
3. Крышов С.И. Натурные измерения звукоизоляции в новостройках Москвы // Материалы Международной Акустической Конференции MAK 2019, Москва, 01.02.2019г.
4. СП 51.13330.2011 Защита от шума, актуализированная версия СНиП 23-03-2003: Госстрой России. – М.: ФГУП ЦПП, 2011.
5. Гребнев Павел Алексеевич Теоретические и экспериментальные исследования звукоизоляции бескаркасных ограждающих конструкций из сэндвич-панелей // Вестник ТГАСУ. 2015. №2 (49).
6. ГОСТ 27296-2012 Здания и сооружения. Методы измерения звукоизоляции ограждающих конструкций (с Поправкой).
7. Деркач Наталья Витальевна, Шаповаленко Яна Ивановна Сущность звукоизоляции и способы ее осуществления // Academy. 2017. №11 (26).
8. Бернблит М.В. «Значения модальной эффективности акустического излучения и коэффициентов присоединенных масс для ограниченной цилиндрической оболочки в жестком экране» // Акустический журнал, 23, 4, с. 528-538 (1977).

## References

1. Maryam Banaei, Javad Hatami, Abbas Yazdanfar, Klaus Gramann Front Hum Neurosci. Walking through Architectural Spaces: The Impact of Interior Forms on Human Brain Dynamics. 2017; 11:477. Published online 2017 Sep 27. doi: 10.3389 / fnhum.2017.00477 - PMCID: PMC5627023.
2. Fadeev A. S, Tsukernikov I. E .. Assessment of the isolation of airborne noise of an interroom partition made of porous materials of low bulk density // Habitat Acoustics ASO - 2019, Fourth All-Russian Conference of Young Scientists and Specialists, conference proceedings - M., 2019.
3. Kryshov S.I. Full-scale measurements of sound insulation in new buildings in Moscow // Materials of the International Acoustic Conference IAC 2019, Moscow, 01.02.2019.
4. SP 51.13330.2011 Noise protection, updated version of SNiP 23-03-2003: Gosstroy of Russia. - M .: FGUP TsPP, 2011.

5. Grebnev Pavel Alekseevich Theoretical and experimental studies of sound insulation of frameless enclosing structures made of sandwich panels // Bulletin of TSASU. 2015. No. 2 (49).
6. GOST 27296-2012 Buildings and structures. Methods for measuring sound insulation of building envelopes (as amended).
7. Derkach Natalya Vitalievna, Shapovalenko Yana Ivanovna The essence of sound insulation and methods of its implementation // Academy. 2017. No. 11 (26).
8. Bernblith M.V. "Values of the modal efficiency of acoustic radiation and the coefficients of added masses for a bounded cylindrical shell in a rigid screen" // Acoustic journal, 23, 4, pp. 528-538 (1977)

УДК: 534  
OECD: 01.03.AA

## О связи волн Толлмина-Шлихтинга с акустическими волнами

Воронков С.С.

К.т.н., доцент кафедры «Архитектура и строительство»,  
Псковский Государственный Университет, г. Псков, РФ

### Аннотация

Рассматривается связь волн Толлмина-Шлихтинга с акустическими волнами. Ставится под сомнение правомерность допущения о несжимаемости среды при рассмотрении волн Толлмина-Шлихтинга в пограничном слое вязкого теплопроводного газа. Получено волновое уравнение, описывающее связь акустических волн с волнами Толлмина-Шлихтинга, представляющими собой параметрические колебания. Параметром, возбуждающим колебания, является дивергенция скорости, от которой зависит скорость распространения возмущений. Приводятся результаты вычислительного эксперимента. Показано, что на передней кромке пластины в пограничном слое происходит резкий скачок термодинамических параметров воздушной среды: давления, плотности, температуры, а также дивергенции скорости.

**Ключевые слова:** волны Толлмина-Шлихтинга, акустические волны, волновое уравнение, скорость звука, дивергенция скорости, пограничный слой, вязкий теплопроводный газ.

### *On the connection of Tollmin-Schlichting waves with acoustic waves*

Voronkov S.S.

PhD, associate professor of the department of Architecture and Construction,  
Pskov State University, Pskov, Russia

### *Abstract*

The relationship of waves Tollmin-Schlichting with acoustic waves examines. The validity of the assumption of incompressibility of the medium when considering Tollmin-Schlichting waves in the boundary layer of a viscous heat-conducting gas is questioned. A wave equation describing the relationship of acoustic waves with Tollmin-Schlichting waves, which are parametric vibrations, is obtained. The parameter that excites the oscillations is the divergence of the velocity, which determines the speed of propagation of perturbations. The results of a computational experiment are presented. It is shown that at the leading edge of the plate in the boundary layer there is a sharp jump in the thermodynamic parameters of the air medium: pressure, density, temperature, and velocity divergence.

**Keywords:** Tollmin-Schlichting waves, acoustic waves, wave equation, speed of sound, velocity divergence, boundary layer, viscous heat-conducting gas.

## Введение

В работе [1] экспериментально установлено, что волны Толлмина-Шлихтинга, волны неустойчивости в ламинарном пограничном слое, генерируются на передней кромке пластины - рис. 1. Также установлено [1] влияние акустических возмущений на генерацию волн Толлмина-Шлихтинга. Авторы работы [1] сформулировали один из ключевых вопросов проблемы восприимчивости пограничного слоя: «как могут возбуждаться волны Т-Ш, имеющие фазовую скорость, равную  $\sim 0,3\text{--}0,4$  скорости внешнего потока, акустическими волнами, скорость распространения которых на 1–2 порядка выше, или внешней турбулентностью, распространяющейся примерно со скоростью основного потока?»

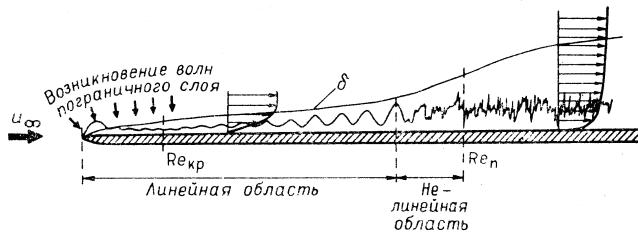


Рис. 1. Рисунок из работы [1]

Уравнение, описывающее возникновение волн Толлмина-Шлихтинга, уравнение Оппа-Зоммерфельда, получено в предположении несжимаемости среды [2]. Возникает вопрос о правомерности экстраполяции допущения о несжимаемости среды, справедливого для жидкостей, на вязкий теплопроводный газ. В работе [3] показано, что при рассмотрении возникновения турбулентности необходимо учитывать сжимаемость среды.

Покажем, что уравнение, описывающее связь волн Толлмина-Шлихтинга с акустическими волнами, выводится из уравнений, учитывающих сжимаемость среды.

### 1. Вывод уравнения

Для вывода привлечем уравнение Навье-Стокса, уравнение для пульсаций давления, уравнение неразрывности. Уравнения приведены в работе [4].

Рассмотрим распространение малых возмущений скорости, давления и плотности. Выполним следующие преобразования. Уравнение Навье-Стокса продифференцируем по времени  $\frac{\partial}{\partial t}$ , уравнение для давления продифференцируем оператором набла  $\nabla = i \frac{\partial}{\partial x} + j \frac{\partial}{\partial y} + k \frac{\partial}{\partial z}$ , подставив в него производную плотности из уравнения неразрывности. Подставляя полученное уравнение для давления в уравнение Навье-Стокса, пренебрегая величинами второго порядка малости, пренебрегая членами с вязкостью и теплопроводностью, ответственными за диссиацию энергии, после соответствующих преобразований, получим следующее волновое уравнение

$$\frac{\partial^2 \mathbf{V}}{\partial t^2} = \left( a_s^2 + \frac{4}{3}(k-1)\nu \operatorname{div} \mathbf{V} \right) \operatorname{grad} \operatorname{div} \mathbf{V}, \quad (1)$$

где  $\mathbf{V}$  – вектор скорости,  $a_s$  – адиабатная скорость звука,  $\nu$  – коэффициент кинематической вязкости,  $k$  – показатель адиабаты.

Действительно, рассмотрим случай, когда скорость имеет потенциал  $\varphi$

$$\mathbf{V} = -\operatorname{grad} \varphi, \quad (2)$$

где  $\varphi$  – потенциал скорости.

Подставляя (2) в уравнение (1), учитывая, что [5]

$$\operatorname{div} \operatorname{grad} \varphi = \nabla^2 \varphi, \quad (3)$$

где  $\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}$  - оператор Лапласа,  
после преобразований получим

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} = \left( a_s^2 - \frac{4}{3}(k-1)\nu \nabla^2 \varphi \right) \nabla^2 \varphi. \quad (4)$$

Уравнение (4) представляет собой волновое акустическое уравнение для потенциала скорости и отличается от классического волнового уравнения тем, что скорость звука здесь зависит от потенциала скорости

$$a^2 = a_s^2 - \frac{4}{3}(k-1)\nu \nabla^2 \varphi. \quad (5)$$

Но так как коэффициент кинематической вязкости является малой величиной (для воздуха  $\nu = 1,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ , показатель адиабаты  $k = 1,4$ ), в большинстве случаев вторым членом в (5) можно пренебречь.

Положение меняется при движении в пограничном слое, где течение не является потенциальным и необходимо рассматривать волновое уравнение в виде (1). Возникает вопрос: как будут изменяться плотность и дивергенция скорости?

## 2. Вычислительный эксперимент

Описание математической модели и численного метода приведено в работе [3].

Расчет выполнялся для воздуха. Максимальная скорость потока принималась равной 5,6 м/с. Передняя кромка пластины располагается с узла  $i = 6$ . В качестве граничных условий задавалось постоянное распределение давления и температуры на входной и выходной границах. На нижней и верхней границах для давления и температуры задавались градиентные граничные условия.

Анализировалось распределение давления, плотности, температуры и дивергенции скорости вдоль пластины в пограничном слое.

На рис. 2 и 3 приведены профили скоростей  $u$  и  $v$  в пограничном слое. Из рис. 3 следует, что на передней кромке пластины происходит резкое изменение скорости  $v$ .

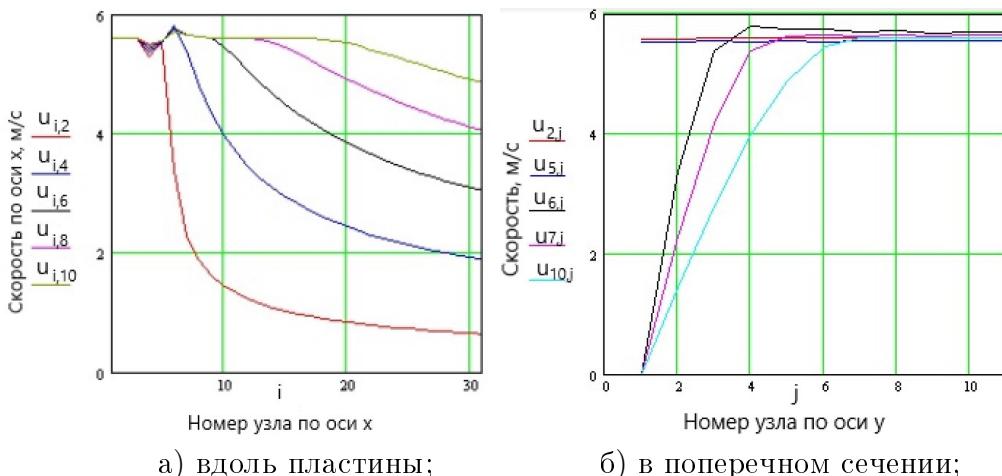


Рис. 2. Изменение скорости  $u$  воздуха в пограничном слое в момент времени  $n=20$

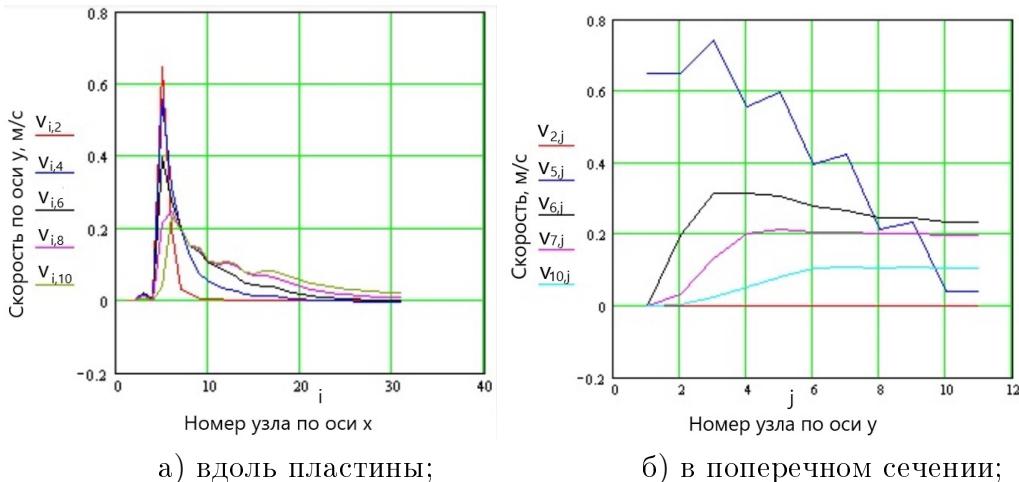


Рис. 3. Изменение скорости  $v$  воздуха в пограничном слое в момент времени  $n=20$

На рис. 4,5,6 приведены графики изменения давления, плотности и температуры вдоль пластины. На передней кромке пластины происходит резкий скачок этих параметров.

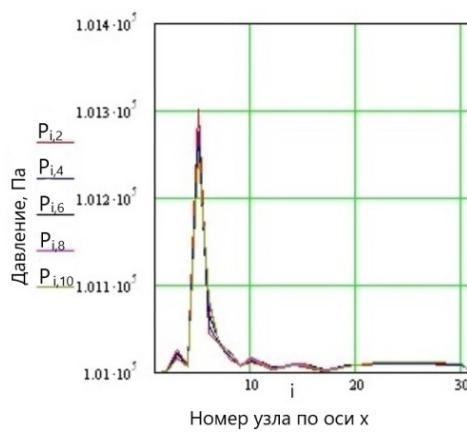


Рис. 4. Изменение давления  $p$  воздуха в пограничном слое вдоль пластины в момент времени  $n=20$

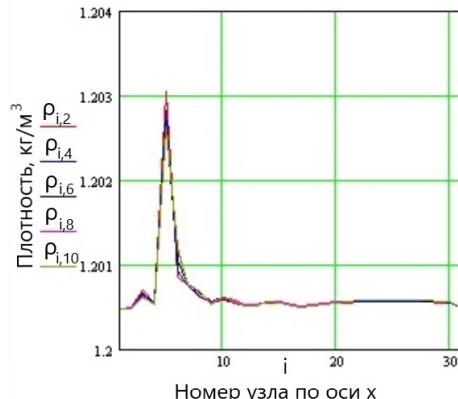


Рис. 5. Изменение плотности  $\rho$  воздуха в пограничном слое вдоль пластины в момент времени  $n=20$

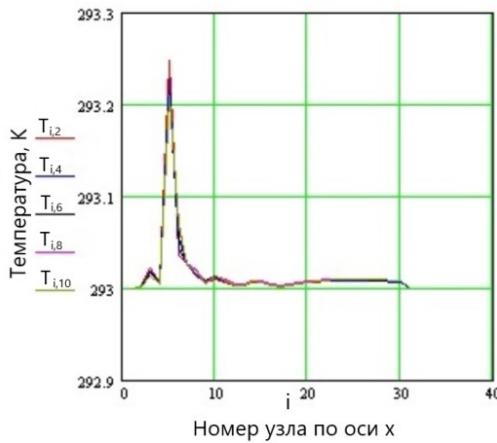


Рис. 6. Изменение температуры  $T$  воздуха в пограничном слое вдоль пластины в момент времени  $n=20$

На рис. 7 приведен график изменения дивергенции скорости вдоль пластины. На передней кромке пластины происходит резкий скачок этой величины с отрицательным знаком.

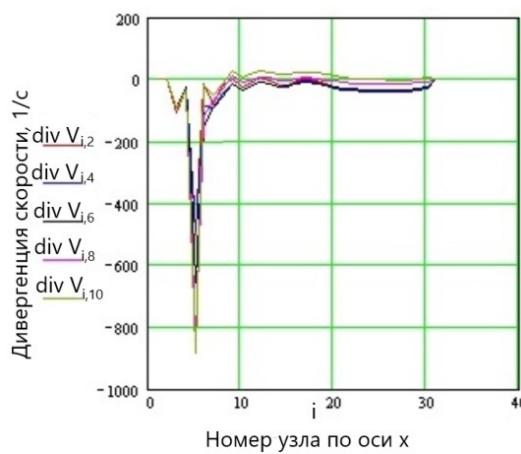


Рис. 7. Изменение дивергенции скорости  $\text{div } \mathbf{V}$  воздуха в пограничном слое вдоль пластины в момент времени  $n=20$

Полученные результаты ставят под сомнение правомерность допущения о несжимаемости среды при анализе возникновения волн Толлмина-Шлихтинга, которое предполагает, что

$$\text{div } \mathbf{V} = 0. \quad (6)$$

На передней кромке пластины дивергенция скорости принимает значение порядка  $\text{div } \mathbf{V} = -800$  (смотри рис. 7).

Дивергенция скорости входит в качестве параметра в формулу для скорости звука в полученном волновом уравнении (1). Запишем его, учитывая, что [5]

$$\text{grad div } \mathbf{V} = \nabla^2 \mathbf{V} + \text{rot rot } \mathbf{V}, \quad (7)$$

в виде

$$\frac{\partial^2 \mathbf{V}}{\partial t^2} = \left( a_s^2 + \frac{4}{3}(k-1)\nu \operatorname{div} \mathbf{V} \right) \cdot [\nabla^2 \mathbf{V} + \operatorname{rot} \operatorname{rot} \mathbf{V}]. \quad (8)$$

Выражение в круглых скобках представляет собой скорость распространения возмущений

$$a^2 = a_s^2 + \frac{4}{3}(k-1)\nu \operatorname{div} \mathbf{V}. \quad (9)$$

Экспериментальные данные о генерации волн Толлмина-Шлихтинга, полученные в работе [1], и результаты вычислительного эксперимента о характере изменения дивергенции скорости на передней кромке пластины – рис. 7, позволяют рассматривать волны Толлмина-Шлихтинга как параметрические колебания. Параметром, возбуждающим колебания, является дивергенция скорости, от которой зависит скорость распространения возмущений.

### Заключение

Показано, что полученное волновое уравнение описывает акустические волны и волны Толлмина-Шлихтинга, представляющие для вязкого теплопроводного газа параметрические колебания, возникающие в пограничном слое на передней кромке пластины. Параметром, возбуждающим колебания, является дивергенция скорости, от которой зависит скорость распространения возмущений.

### Список литературы

1. Качанов Ю.С., Козлов В.В., Левченко В.Я. "Возникновение турбулентности в пограничном слое" // Новосибирск: Наука, 1982. – 151 с.
2. Шлихтинг Г. "Теория пограничного слоя" // М.: Наука, 1974. – 712 с.
3. Воронков С.С. "О законе возникновения турбулентности в пограничном слое вязкого теплопроводного газа" // Электронный журнал «Техническая акустика», – Режим доступа. – URL: <http://www.ejta.org/> (дата обращения 24.08.2020), 2016, 6.
4. Воронков С.С. "Об источниках аэродинамического шума в вязком теплопроводном газе" // Научный журнал «Noise Theory and Practice», – Режим доступа. – URL: <http://www.noisetp.com/ru/issues/> (дата обращения 24.08.2020), Том 3 №3 (III, 2017). С. 31-38.
5. Лойцянский Л.Г. "Механика жидкости и газа" // Изд. 5-е. – М.: Наука, 1978. – 736 с.

### References

1. Kachanov Yu.S., Kozlov V.V., Levchenko V.Ya. "Occurrence of turbulence in the boundary layer" // Novosibirsk: Nauka, 1982, 151 p.
2. Schlichting G. "Theory of the boundary layer" // Moscow: Nauka, 1974, 712 p.
3. Voronkov S.S. "On the law of turbulence in the boundary layer of a viscous heat-conducting gas" // Electronic magazine "Technical acoustics", - access Mode. - URL: <http://www.ejta.org/> (24.08.2020), 2016, 6.

4. Voronkov S.S. "On sources of aerodynamic noise in a viscous heat-conducting gas" // Scientific journal "Noise Theory and Practice", - access Mode. - URL: <http://www.noisetp.com/ru/issues/> (24.08.2020), Volume 3 №3 (III, 2017). Pp. 31-38.

5. Loitsyansky L.G. "Mechanics of liquid and gas" // Ed.-M.: Nauka, 1978. - 736 p.

УДК: 534.83:629.735.33

OECD: 01.03.AA

## Экспериментальное исследование особенностей формирования спектра шумов беспилотного летательного аппарата

Гончаренко Б.И.<sup>1</sup>, Кузьменков В.Ю.<sup>2</sup>, Котов А.Н.<sup>3\*</sup>

<sup>1</sup> К.ф-м.н., старший научный сотрудник, доцент кафедры «Акустика», Московский государственный университет им. М.В. Ломоносова, г. Москва, РФ

<sup>2</sup> К.т.н., старший научный сотрудник, начальник отдела ОКБ «ЛЭМЗ» ПАО

«Научно-производственное объединение «Алмаз» им. А.А. Расплетина, г. Москва, РФ

<sup>3</sup> Научный сотрудник, Институт физики Земли им. О.Ю. Шмидта РАН,  
г. Москва, РФ

### Аннотация

Представлены результаты натурных экспериментов с целью изучения акустических и электромагнитных шумов четырёхмоторного беспилотного летательного аппарата («квадрокоптера») на этапе взлёта, висения и полёта с маневрированием в различных условиях. Отмечено существенное изменение собственной частоты магнитного шума излучения беспилотного летательного аппарата (БПЛА) на взлёте с одновременным обогащением спектра в низкочастотной области. Аналогичный эффект не наблюдается в режиме висения, при этом характерный спектр шумов БПЛА естественно зависит от высоты полёта и обусловлен в основном турбулентностью в зоне аэродинамического контакта вращающегося винта с вмещающей средой. Проанализированы изменения частотного состава шумов малогабаритного БПЛА в различных режимах горизонтального полёта с маневрированием, а также явление интерференции с образованием «зон тени» в результате отражения звука от дневной поверхности, в том числе и в условиях плотной городской застройки.

**Ключевые слова:** беспилотный летательный аппарат, резонансные частоты, шум электромагнитного происхождения, режим полёта, спектры излучаемых и фоновых шумов, городские условия.

### *Experimental study of the peculiarities of the formation of the noise spectrum of the unmanned aircraft*

Goncharenko B.I.<sup>1</sup>, Kuzmenkov V.Yu.<sup>2</sup>, Kotov A.N.<sup>3\*</sup>

<sup>1</sup> PhD, senior researcher, associate professor of the department of Acoustics,  
Moscow State University named after M.V. Lomonosov, Moscow, Russia

<sup>2</sup> PhD, senior researcher, head of department OKB 'LEMZ' Public Society Almaz Scientific  
and Production Association named after A.A. Raspletin, Moscow, Russia

<sup>3</sup> Researcher, Federal State Budgetary Institution of Science Institute of Physics of the Earth  
O.Yu. Schmidt of the Russian Academy of Sciences, Moscow, Russia

### *Abstract*

The results of field experiments aimed at studying the acoustic and electromagnetic noise of a four-engine unmanned aerial vehicle ("quadcopter") at the stage of take-off, hovering and flight with maneuvering under various conditions are presented. A significant change in the natural frequency of the magnetic noise of the

*radiation of an unmanned aerial vehicle (UAV) during takeoff was noted with a simultaneous enrichment of the spectrum in the low-frequency region. A similar effect is not observed in the hover mode, while the characteristic noise spectrum of the UAV naturally depends on the flight altitude and is mainly due to turbulence in the zone of aerodynamic contact of the rotating propeller with the enclosing medium. Changes in the frequency composition of the noise of a small-sized UAV in various modes of horizontal flight with maneuvering, as well as the phenomenon of interference with the formation of "shadow zones" as a result of sound reflection from the day surface, including in dense urban areas, are analyzed.*

**Keywords:** unmanned aerial vehicle, resonant frequencies, electromagnetic noise, flight mode, spectra of radiated and background noise, urban conditions.

## Введение

Широкое применение малогабаритных беспилотных летательных аппаратов в различных сферах человеческой деятельности, в том числе – на территории крупных городских агломераций, определяет необходимость решения комплекса проблем идентификации, контроля географической позиции и состояния воздушного объекта, а также безопасной навигации и оперативной оценки потенциальных рисков эксплуатации технического средства повышенной опасности особенно в городских условиях.

Многообразие конструкций беспилотных летательных аппаратов предполагает различные механизмы возбуждения, уровни и спектральный состав генерируемого акустического шума. Основным источником излучаемого шума является его силовая установка, состоящая из различного рода двигателей и воздушных винтов, количество, конструкция и компоновка которых также может различаться. В работе [1] приведены основные результаты акустических испытаний силовой установки малоразмерного БПЛА в аэродинамической трубе для нескольких режимов работы силовой установки летательного аппарата при изменении скорости воздушного потока. Показано, что для БПЛА с двухтактным поршневым двигателем и воздушными винтами в режиме малого газа интенсивность гармонического излучения от выхлопа двигателя и от воздушного винта примерно одинакова в области частот ниже 2,5 кГц. Для первых пяти гармоник вклад шума винта в суммарную интенсивность акустического излучения составляет примерно 38 %. На крейсерской скорости вклад шума винта в суммарную интенсивность акустического излучения составляет около 23 %, а в режиме полного газа – лишь 3 %.

Исследования акустических характеристик летательных аппаратов вертолетного типа (мультикоптеров), оборудованных бесколлекторными двигателями постоянного тока, показали, что основной шум обусловлен вращающимися винтами пропеллеров, при этом в спектральных характеристиках в диапазоне частот до 5 кГц наблюдаются периодические гармоники, уровень амплитуды которых зависит от типа БПЛА[2]. Были исследованы в натурных и лабораторных условиях закономерности распределения амплитуды звукового давления для различных высот полёта квадрокоптера, в целом соответствующие сферическому закону, а незначительные отклонения обусловлены наличием диаграммы направленности излучаемого шума в вертикальной плоскости, что также было подтверждено на испытательном стенде[3]. Выполнено обобщение экспериментальных данных о направленности акустического излучения поршневых силовых установок, применяемых на летательных аппаратах самолетного типа, в том числе и в заглушенной камере[4, 5, 10].

Практический интерес представляют измерения акустического и магнитного полей БПЛА при различных режимах полета в естественных и городских условиях с целью определения наиболее характерных вариаций спектра его собственных шумов,

доминантных частот и их субгармоник, которые могут быть использованы в решении задач идентификации и контроля состояния воздушного объекта повышенной опасности.

### 1. Постановка натурных экспериментов

В качестве основного объекта исследования был выбран четырёхмоторный беспилотный летательный аппарат вертолётного типа («квадрокоптер»). Основной эксперимент проводился в летний период на полигоне близ г. Ногинска. Температура воздуха на полигоне составляла около 20 °С, влажность – 55 %, ветер преимущественно южный, не более 3 м/с. Для измерения акустических сигналов использовался шумомер первого класса точности и микрофон со сферической диаграммой направленности и рабочей полосой частот от 2 Гц до 20 кГц. Шумомер был закреплён на треноге, в метре от земной поверхности. Земная поверхность в районе проведения эксперимента представляла собой пространство поросшей травой и местами небольшими кустарниками. С целью снижения влияния вибраций дневной поверхности тренога размещалась на демпфирующей прослойке из резиноподобного материала, а для борьбы с ветровой помехой использовалась штатная ветрозашита. Информационно-измерительный тракт, включающий также и систему цифровой регистрации, перед началом эксперимента был откалиброван с помощью калибратора уровня звука на частоте 1000 Гц при двух уровнях 94 дБ и 114 дБ относительно  $2 \cdot 10^{-5}$  Па. Дополнительный эксперимент также был проведен в летний период на территории Координационно-прогностического центра ИФЗ РАН в поселении Мосрентген (территория новой Москвы), расположенной в непосредственной близости от кольцевой автодороги и плотной городской застройки. Помимо микрофона со сферической диаграммой направленности и чувствительностью 50 мВ/Па в полосе 6,3 Гц – 20 кГц, одновременно индукционной катушкой регистрировались вариации магнитного поля. Синхронная регистрация обоих измерительных каналов обеспечивалась при помощи автономный многофункциональной системы сбора данных Brüel & Kjaer. Последующая обработка данных включала проведение спектрально-временного анализа для получения различных амплитудных спектров и спектрограмм.

### 2. Результаты эксперимента и их обсуждение

Первые измерения шумов квадрокоптера были проведены при нахождении летательного аппарата на дневной поверхности в предполетном режиме (рис.1). Рассмотрим особенности спектрального состава шума квадрокоптера в полосе частот 100 – 20000 Гц. В низкочастотной области наблюдаются тональные составляющие частоты  $\approx 185$  Гц (вторая и третья гармоники), обусловленные конструкцией лопастей несущих винтов. Значения лопастных частот удовлетворительно согласуется с номинальной скоростью вращения ротора  $\approx 6000$  об/мин для используемого электродвигателя постоянного тока.

В спектре наблюдается максимальное значение сигнала на частоте  $\approx 3800$  Гц и ее вторая гармоника.

Проясним природу возникновения этой частоты. В квадрокоптере используется электродвигатели постоянного тока. Известно, что существуют источники шума электромагнитного происхождения. В различных электрических машинах причиной появления колебаний могут быть силы не только механического, но и электромагнитного происхождения, связанные с наличием переменных магнитных полей. Силы и моменты сил магнитного происхождения возникают обычно в воздушных зазорах электрических машин при относительном движении ротора и статора, поэтому порождаемый ими шум существенным образом зависит от геометрии изменяющегося во времени зазора. Показано, что собственная частота магнитного шума определяется произведением

частоты вращения на число зубцов (пазов) якоря и на  $i=1,2,3$ , [6]. В нашем случае при скорости вращения ротора  $\approx 6000$  об/мин и, если учесть, что число пазов якоря в миниатюрных электродвигателях не превосходит 15-20, получается первая гармоника собственной частоты магнитного шума расположена в диапазоне частот 3000 – 4000 Гц. Именно исследование этой частоты магнитного шума будет проанализировано в экспериментально зарегистрированном шуме квадрокоптера.

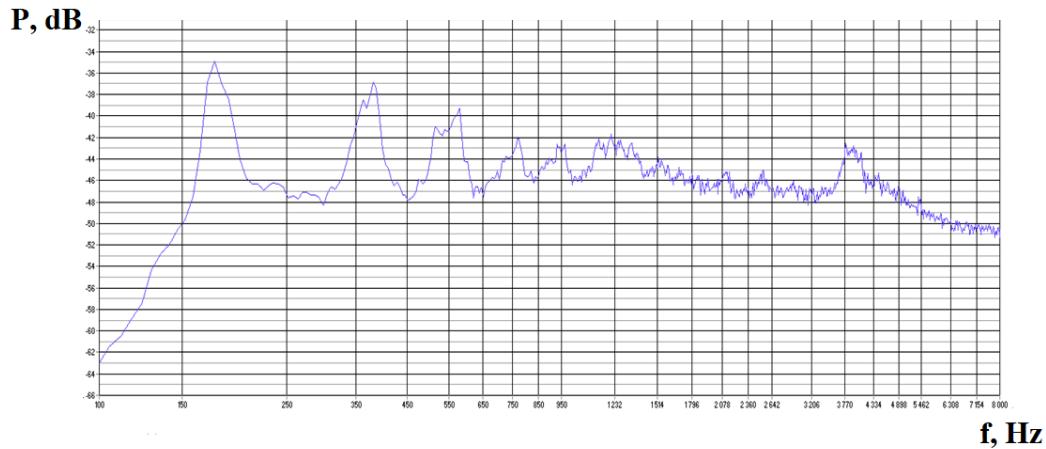


Рис. 1. Спектр шума квадрокоптера на поверхности земли в предполётном режиме

В этом эксперименте скорость вращения винтов не контролировалась, однако её изменение отчасти прослеживается на спектрограмме (рис. 2). Отметим обогащение спектра шумов с ростом скорости вращения винтов в диапазоне частот ниже 1 кГц, что естественно может быть связано с явлением резонанса отдельных конструктивных элементов БПЛА.

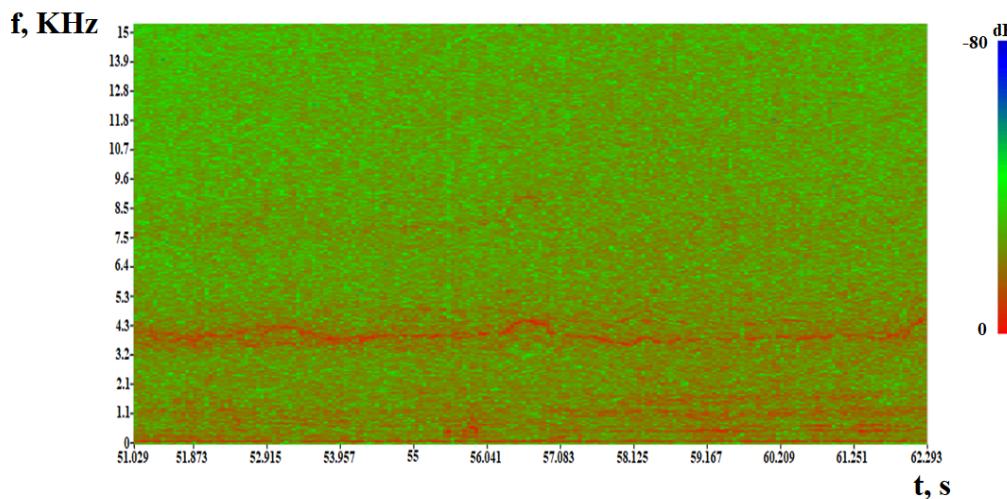


Рис. 2. Спектрограмма шума квадрокоптера в предполётном режиме при нарастании скорости вращения винтов

Далее БПЛА выполнил взлёт и набрал высоту около четырёх метров. На рис. 3 приведена соответствующая спектрограмма длительностью 9 с.

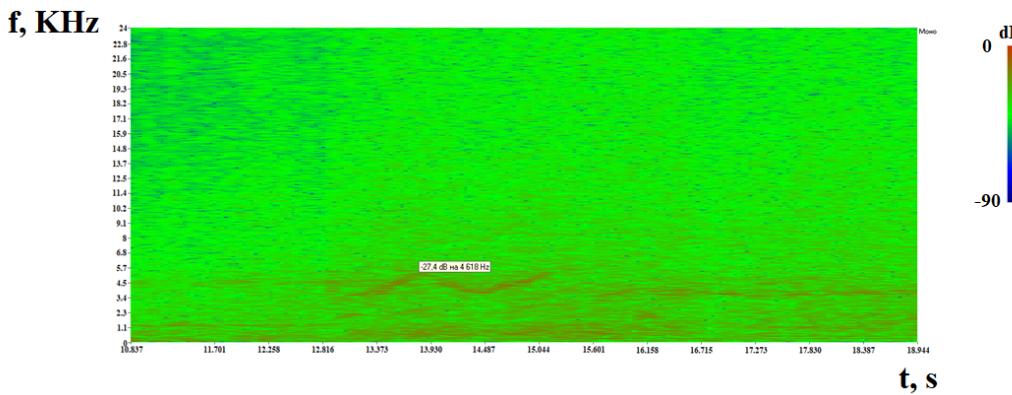


Рис. 3. Спектрограмма шумов квадрокоптера на этапе взлёта и висения на высоте 4 м.  
Красный цвет соответствует максимальной амплитуде сигнала,  
синий цвет – минимальной

Видно, что значение собственной частоты магнитного шума при взлёте претерпевает существенные изменения: в интервале времени от 13 до 16 с они охватывают диапазон от 3300 до 4600 Гц с одновременной выраженностью низкочастотных спектральных компонент. В режиме висения (16 – 19 с) значение этой частоты закономерно стабилизируется.

Следующие эксперименты предполагали пролёты БПЛА на различных высотах с максимальным удалением 300 м, как по направлению ветра, так и встречным курсом. Скорость полета квадрокоптера при этом составляла 17 и 8 м/с соответственно. Отметим, что порывы ветра могут существенно влиять на распространение звука [6, 7] с перепадами уровней шума до 20 дБ. На рис. 4 представлены спектры шумов полигона и полёта квадрокоптера на высоте 30 м.

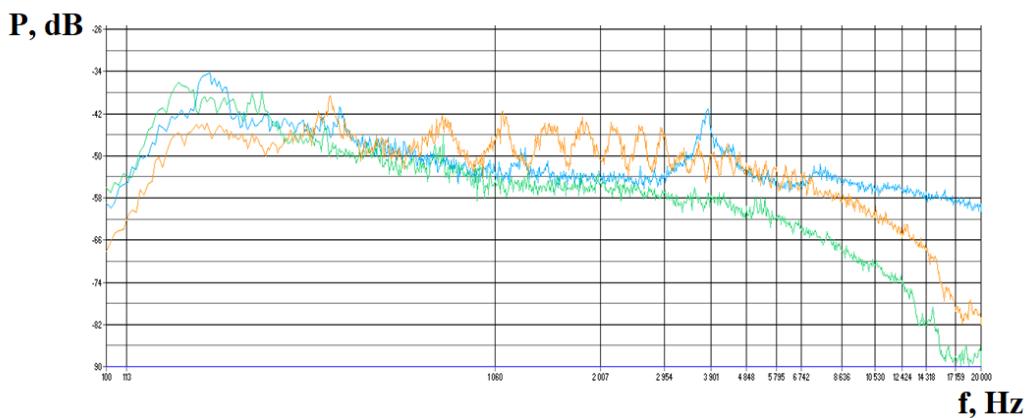


Рис. 4. Спектры шумов полигона (зелёный), начала горизонтального полёта квадрокоптера (синий) и спустя 25 с (оранжевый)

В начале движения в спектре наблюдается собственная частота магнитного шума квадрокоптера (3800 Гц) и её гармоника. Также присутствует низкочастотная составляющая ~1240 Гц. Превышение сигнала над уровнем естественных помех в диапазоне частот 2400 – 20000 Гц обусловлено в основном турбулентностью в зоне аэродинамического контакта вращающихся винтов со средой. При удалении БПЛА от измерительной системы спектр шумов квадрокоптера обогащается компонентами в диапазоне от 750 до 4700 Гц, собственная частота магнитного шума отсутствует.

Спектрограмма (рис. 5) охватывает временной промежуток от начала полета квадрокоптера до момента, когда спектр излучаемых им шумов совпадает с фоновыми значениями (38 с). В начале полёта (первые 5 – 10 с) значение собственной частоты магнитного шума БПЛА меняется от 3300 до 3800 Гц и далее остаётся практически постоянным до 22-й секунды полета, после чего происходит обогащение спектра низкочастотными компонентами. Примерно через 40 секунд полёта шум квадрокоптера практически не регистрируется.

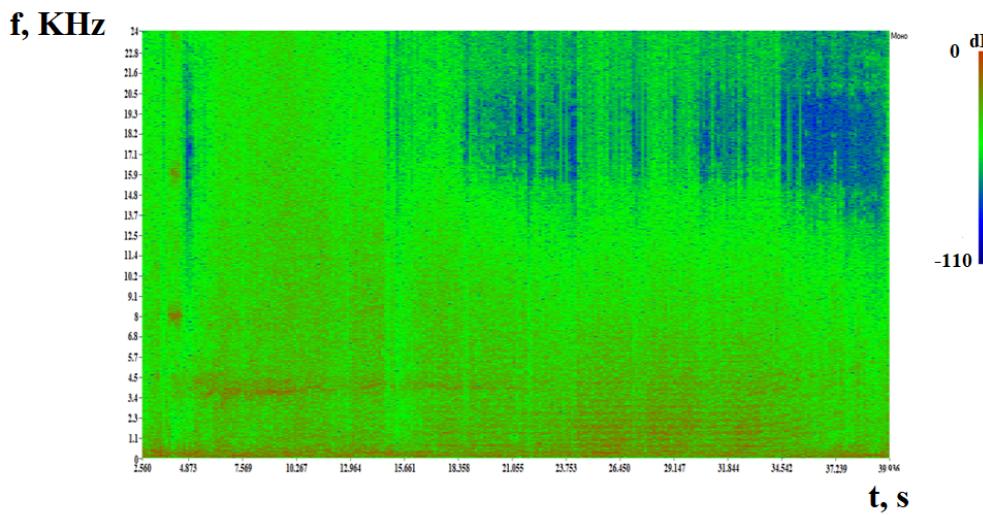


Рис. 5. Спектрограмма горизонтального полёта квадрокоптера, удаление от микрофона шумомера

На обратном пути полёт квадрокоптера проходил уже при встречном ветре, соответствующая спектрограмма показана на рис. 6.

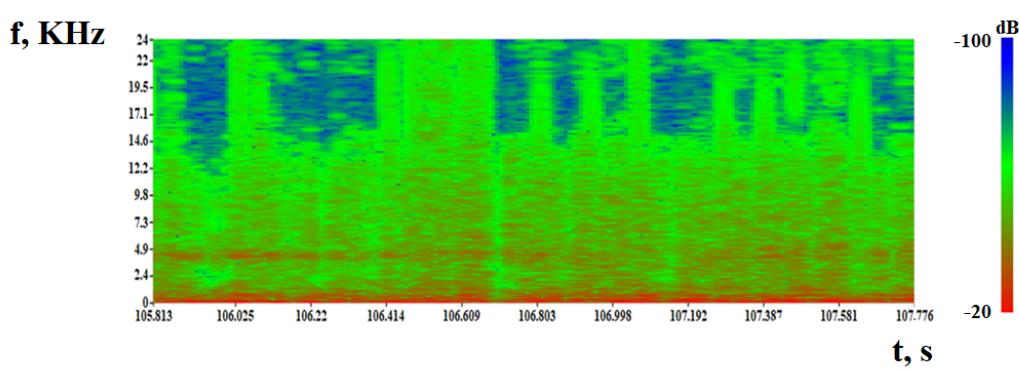


Рис. 6. Спектрограмма полета квадрокоптера в момент траверса

Наблюдается собственная частота создаваемого им магнитного шума (3800 Гц), значение которой практически не изменяется по мере удаления квадрокоптера от приемной системы. Следует отметить, что в некоторых промежутках времени наблюдается отсутствие сигнала на этой частоте, что связано с наличием интерференции звука при переотражении от поверхности земли и образованием зон акустической тени.

Далее высота полёта была увеличена до 50 м. На рис. 7 показаны спектры естественных шумов полигона и БПЛА, а на рис. 8 – соответствующая спектрограмма длительностью около 3 с. В диапазоне частот от 1700 до 14000 Гц наблюдается

существенное превышение шумов БПЛА над фоновыми значениями, собственная частота магнитного шума квадрокоптера не выражена.

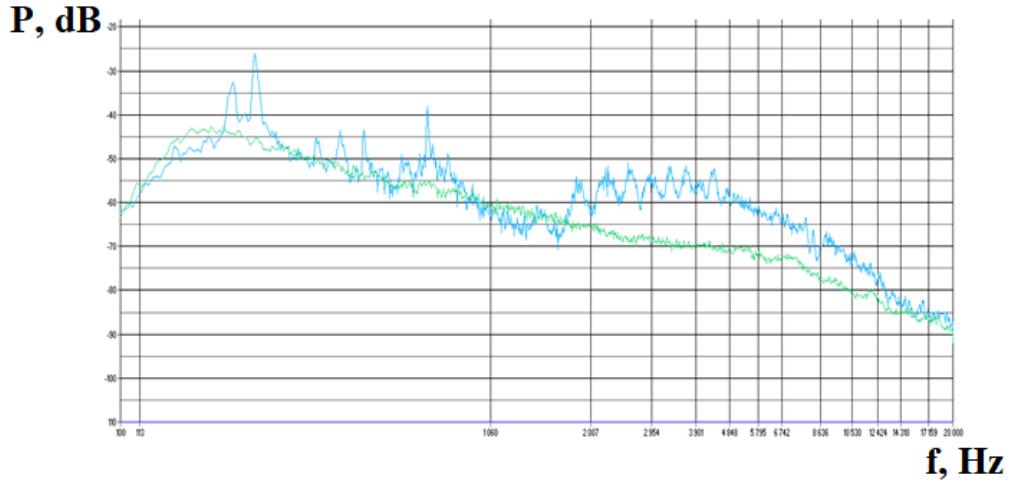


Рис. 7. Превышение шумов квадрокоптера (синий) над фоном полигона (зеленый) при полёте на высоте 50 м

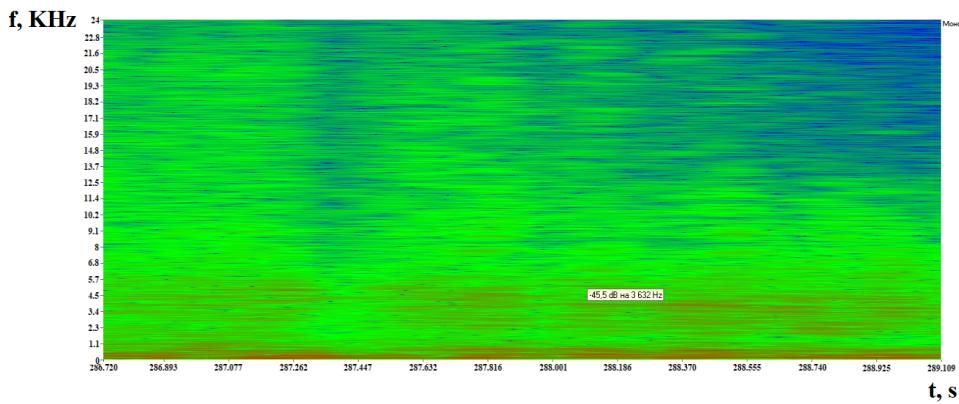


Рис. 8. Изменение спектрального состава шума квадрокоптера в момент траперса

На подлёте квадрокоптера к точке измерений наблюдается ряд спектральных компонент, как выше, так и ниже значения собственной частоты магнитного шума, отмеченной на рис. 8. Непосредственно над приемной системой в спектре наблюдается отсутствие шумового сигнала по причине интерференции звука за счёт переотражения от поверхности земли.

Вполне закономерно, что диапазон частот, для которого наблюдается превышение сигнала над фоном для высоты 30 м существенно шире (300 – 17000 Гц), чем для 50 м (1400 – 13500 Гц). При этом значения доминантных частот в диапазоне 1300 – 5000 Гц не зависят от высоты полета (рис. 9).

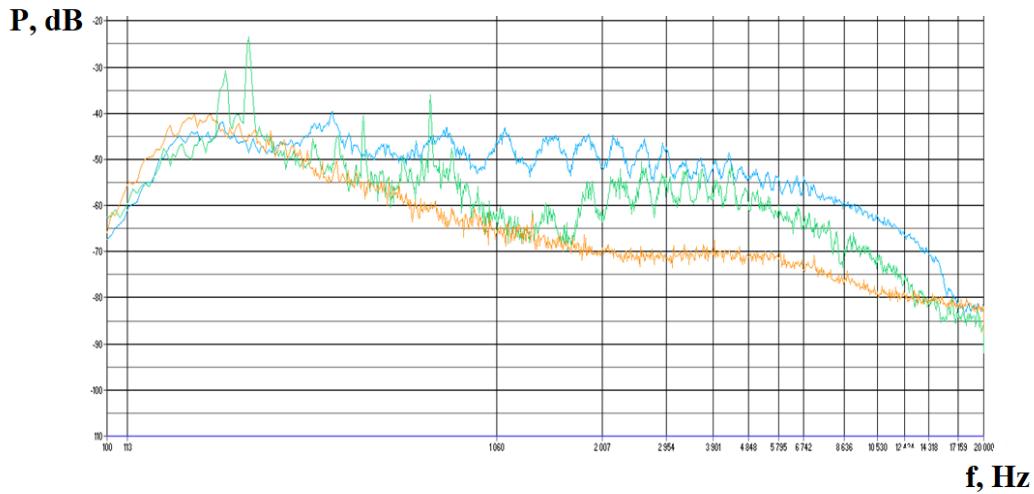


Рис. 9. Сравнение спектральных уровней при полете на высоте 30 м (синяя кривая)  
 и высоте 50 м (зеленая кривая) на фоне естественных шумов полигона  
 (оранжевая кривая)

Для удержания БПЛА на курсе, движение против ветра сопровождается маневрированием, что сопровождается незначительными изменениями собственной частоты магнитного шума и это отражено на спектрограмме (рис. 10).

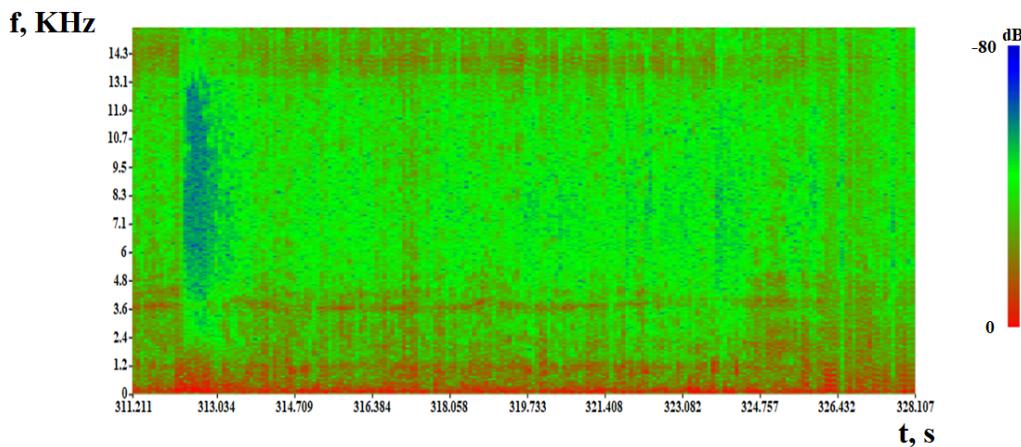


Рис. 10. Спектрограмма полёта квадрокоптера с маневрированием на высоте 30 м,  
 длительность записи – 17 с

В дополнительном эксперименте использовался легкий дрон Dji Mavic Mini с четырьмя двухлопастными движителями (рис. 11). Проанализируем фрагмент измерения акустического и магнитного полей вблизи квадрокоптера, на высоте не более 1 метра в условиях городской застройки. На рис. 12 представлена спектрограмма, полученная с обоих датчиков с одинаковой временной осью. Момент взлета квадрокоптера четко фиксируется на микрофоне (около 1,2 мин), в течение 7 минут квадрокоптер совершил разнообразные перемещения на заданной высоте. Видно, что лопастная частота акустического сигнала, генерируемого квадрокоптером, находится вблизи 300 - 400 Гц. Индукционный магнитометр, применявшийся в настоящей работе, предназначен для измерения фоновых геомагнитных полей на низких частотах вплоть до 30 Гц, и таким образом, магнитные сигналы, связанные с вращением винта в настоящем

исследовании, не ожидались. Однако предоставляет интерес слабый магнитный сигнал, зарегистрированный на частоте 12,5 Гц в момент работы дрона. Это наблюдение требует дальнейших исследований.



Рис. 11. Общий вид измерительного оборудования и квадрокоптера в условиях городской застройки

Во время проведения эксперимента в момент времени около 9 минут, над местом проведения измерений на высоте около 100 метров пролетел двухлопастной вертолет модели Ансат (дрон в этот момент был посажен на землю). В акустическом поле этот сигнал обнаруживается явно с доплеровским сдвигом частоты. Что позволяет оценить частоту оборотов двигателя  $\sim 720$  об/мин (12 Гц) и скорость движения вертолета 252 км/ч.

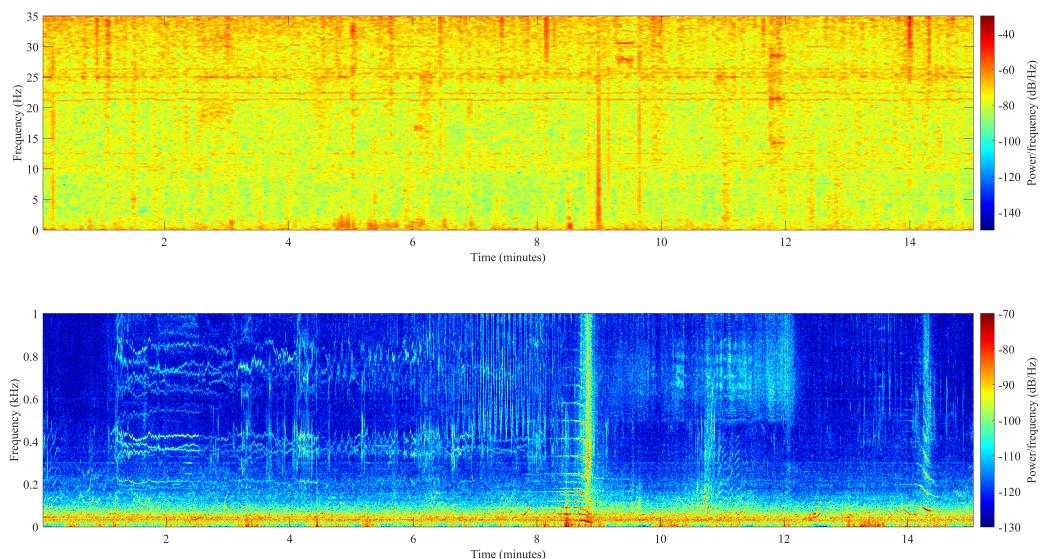


Рис. 12. Синхронизированная спектrogramма индукционного магнитометра (сверху) и измерительного микрофона (снизу) в относительных единицах, выраженных в дБ

Таким образом, основываясь на результатах работы [9], была поставлена задача обнаружения вертолета в магнитном поле на частотах 12 и 24 Гц. Отметим, что

сигнал, регистрируемый индукционным магнитометром, имеет значительные помехи вблизи частоты 25 Гц, обусловленные, по-видимому, наводками из бытовой электросети расположенного по близости здания. Общее отношение сигнал/шум не позволяет достоверно выделить ожидаемые гармоники в магнитном поле, но широкополосное магнитное возмущение было записано как непосредственно в момент траперса, так и спустя 20 сек. Вероятно, такое возмущение связано с изменением режима работы силового агрегата при маневрировании летательного аппарата.

## Заключение

В результате проведения серии натурных экспериментов с целью изучения акустических и электромагнитных шумов БПЛА установлено, что значение собственной частоты магнитного шума для данной модели (3800 Гц) при взлете существенно изменяется, а в низкочастотной области появляются гармоники, обусловленные конструкцией и скоростью вращения несущих винтов. Аналогичный эффект не наблюдается в режиме висения, при этом характерный спектр шумов БПЛА естественно зависит от высоты полёта и обусловлен в основном турбулентностью в зоне аэродинамического контакта вращающегося винта с вмещающей средой.

Проанализированы изменения частотного состава шумов малогабаритного БПЛА в различных режимах горизонтального полёта с маневрированием, а также явление интерференции с образованием «зон тени» в результате отражения звука от дневной поверхности, в том числе и в условиях плотной городской застройки. Также, на полученной записи, на временной отметке 9 минут зафиксирован пролетавший над зданием КПЦ ИФЗ РАН вертолёт. На основе эффекта Доплера была рассчитана скорость его полёта.

*Авторы выражают признательность сотрудникам ОКБ «ЛЭМЗ», а также сотруднику кафедры акустики Шурупу А.С. за помощь при проведении экспериментальных работ.*

*Работа выполнена при поддержке проекта РФФИ № 19-29-06062.*

*Acknowledgments: The reported study was funded by RFBR, project number 19-29-06062.*

## Список литературы

1. Самохин В.Ф., Остроухов С.П., Мошков П.А. Экспериментальное исследование источников шумности беспилотного летательного аппарата с винто-кольцевым движителем в толкающей компоновке // Труды МАИ. – 2013. – № 70.
2. Nathan Alexander W† et. al. Experimental Study of Quadcopter Acoustics and Performance at Static Thrust Conditions // 22nd AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference. – 2016. – p. 2873.
3. Kloet N et. al. Acoustic signature measurement of small multi-rotor unmanned aircraft systems // International Journal of Micro Air Vehicles. – 2017. – Vol. 9(1) pp. 3–14.
4. Мошков П.А. О направленности акустического излучения винтомоторных силовых установок // Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета. – 2017. – Т. 21.№ 1 (75). – с. 118-127.

5. Мошков П.А., Беляев И.В., Остриков Н.Н. Экспериментальное исследование акустических характеристик беспилотного летательного аппарата в заглушенной камере АК-2 // XI Международная научная конференция по амфибийной и безаэродромной авиации «Гидроавиа-салон-2016». – 2016. М.: ЦАГИ. – С. 45.
6. Клюкин И.И. Борьба с шумом и звуковой вибрацией на судах // Л., изд. «Судостроение». – 1971. – С. 353-355.
7. Исакович М.А. Общая акустика. М.: Наука. – 1973. – С. 496
8. Красненко Н.П. Приземное распространение звуковых волн в атмосфере // Доклады ТУСУРа. – 2013. – № 2 (28).
9. Руденко О.В., Собисевич Л.Е., Собисевич А.Л. Электромагнитное поле вращающегося воздушного винта // Доклады Академии наук. 1996. – Т. 351. № 2. – с.260 – 263.
10. Заславский Ю.М., Заславский В.Ю. Акустический шум низколетящего квадрокоптера // Noise Theory and Practice. – 2019. – № 3. – с. 21 – 27.

## References

1. Samokhin V.F., Ostroukhov S.P., Moshkov P.A. Experimental study of noise sources of an unmanned aerial vehicle with a propeller-driven propeller in a pushing arrangement // Trudy MAI. – 2013. – No. 70.
2. Nathan Alexander W† et. al. Experimental Study of Quadcopter Acoustics and Performance at Static Thrust Conditions // 22nd AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference. – 2016. – p. 2873.
3. Kloet N et. al. Acoustic signature measurement of small multi-rotor unmanned aircraft systems//International Journal of Micro Air Vehicles. – 2017. – Vol. 9(1) pp. 3-14.
4. Moshkov P.A. On the direction of acoustic radiation of propeller-driven power plants // Bulletin of the Ufa State Aviation Technical University. – 2017. – T. 21. No. 1 (75). – pp.118-127.
5. Moshkov P.A., Belyaev I.V., Ostrikov N.N. Experimental study of the acoustic characteristics of an unmanned aerial vehicle in a damped chamber AK-2 // XI International Scientific Conference on Amphibious and Aerodromeless Aviation "Hydroavia-Salon-2016". – 2016. M .: TsAGI. – p. 45.
6. Klyukin I.I. The fight against noise and sound vibration on ships // L., ed. "Shipbuilding". – 1971. – pp. 353-355.
7. Isakovich M.A. General acoustics. M .: Science. – 1973 . – p. 496
8. Krasnenko N.P. Surface distribution of sound waves in the atmosphere // Doklady TUSUR. – 2013. – No. 2 (28).
9. Rudenko O.V., Sobisevich L.E., Sobisevich A.L. Electromagnetic field of a rotating propeller // Reports of the Academy of Sciences. 1996. – T. 351. No. 2. – pp. 260 - 263.
10. Zaslavsky Yu.M., Zaslavsky V.Yu. Acoustic noise of a low-flying quadrocopter // Noise Theory and Practice. – 2019. – No. 3. – pp. 21 - 27.

УДК: 331.45

OECD: 02.03

## Вывод зависимостей скоростей колебаний стержневых систем при упрочнении сварных швов для снижения уровней шума на рабочем месте оператора

Чукарин А.Н.<sup>1</sup>, Исаев А.Г.<sup>2\*</sup>, Аббакумов К.Е.<sup>3</sup>, Лубянченко А.А.<sup>4</sup>

<sup>1</sup> Д.т.н, профессор, заведующий кафедрой «Основы проектирования машин», Ростовский государственный университет путей сообщения, г. Ростов-на-Дону, РФ

<sup>2</sup> К.т.н., доцент кафедры «Эксплуатация транспортных систем и логистика», Донской государственный технический университет, г. Ростов-на-Дону, РФ

<sup>3</sup> Д.т.н, профессор, заведующий кафедрой «Электроакустика и ультразвуковая техника», Санкт-Петербургский Электротехнический университет (ЛЭТИ), г. Санкт-Петербург, РФ

<sup>4</sup> К.т.н, старший преподаватель кафедры «Экология и производственная безопасность», Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, РФ

### Аннотация

Обработка шарико-стержневым упрочнителем может использоваться для упрочнения как плоских, так и лекальных поверхностей, создания сжимающих остаточных напряжений, слаживания каверн, нанесения регулярного микрорельефа на пары трения, а также для обработки сварных швов. Как известно сварной шов является одним из серьезных концентраторов напряжения на поверхностном слое изделия, поскольку для него характерна неоднородность материала шва, его свойств, наличие дефектов и напряжений, обусловленных температурными деформациями. В зоне термического воздействия имеется зона пониженной прочности, которая должна быть усиlena в процессе изготовления. Однако процесс обработки сопровождается сильным шумом, который в основном превышает нормативные значения в рабочей зоне оператора. Как известно обеспечение акустической безопасности при ударных процессах обработки имеет довольно важное значение. В данной статье представлены теоретические исследования процессов возбуждения вибраций и шумообразования при упрочнении сварных швов рамных конструкций. Показана актуальность тематики проведенных исследований. Полученные данные позволяют сделать выводы о закономерностях формирования спектров шума и вкладе источников шума в звуковое поле на рабочем месте оператора.

**Ключевые слова:** шарико-стержневой упрочнитель, уровни звукового давления, спектры шума, спектры вибрации, акустическая система, стержневые конструкции.

## ***Derivation of the dependences of the vibration rates of rod systems when strengthening welds to reduce noise levels at the operator's workplace***

Chukarin A.N.<sup>1</sup>, Isaev A.G.<sup>2\*</sup>, Abbakumov K.E.<sup>3</sup>, Lubianchenko A.A.<sup>4</sup>

<sup>1</sup> DSc, professor, head of the department of Fundamentals of Machine Design,

Rostov State Transport University, Rostov-on-Don, Russia

<sup>2</sup> PhD, senior lecturer of the department of Operation of Transport Systems and Logistics,  
Don State Technical University, Rostov-on-Don, Russia

<sup>3</sup> DSc, professor, head of the department of Electroacoustics and Ultrasound Technology,  
Saint Petersburg Electrotechnical University LETI, St. Petersburg, Russia

<sup>4</sup> PhD, senior lecturer of the department of Ecology and Industrial Safety, Baltic State Technical University  
'VOENMEH' named after D.F. Ustinova, St. Petersburg, Russia

### **Abstract**

*Ball-and-rod hardening can be used for strengthening both flat and horizontal surfaces, creating compressive residual stresses, smoothing cavities, applying regular microrelief to friction pairs, as well as for processing welds. As is known, the weld is one of the major stress concentrators on the surface layer of the product, since it is characterized by heterogeneity of the seam material, its properties, the presence of defects and stresses caused by temperature deformations. In the zone of thermal impact, there is a zone of reduced strength, which must be strengthened during the manufacturing process. However, the processing process is accompanied by strong noise, which generally exceeds the standard values in the operator's work area. As you know, ensuring acoustic safety during shock processing processes is quite important. This article presents theoretical studies of the processes of vibration excitation and.*

**Keywords:** ball-and-rod hardener, sound pressure levels, noise spectra, vibration spectra, acoustic system, rod structures.

### **Введение**

Шарико-стержневой упрочнитель (ШСУ) является новым и универсальным устройством, предназначенным для обработки не только плоских поверхностей, но и поверхностей лекальной формы, обладающих небольшими перепадами высот. Устройство состоит из упаковки инденторов выполненных в виде стальных стержней и имеющих на одном из торцов сферическую заточку 2. Упаковка стальных стержней зафиксированы в корпусе упрочнителя 3 с использованием цангового зажима, между бойком 1 и инденторами находятся несколько слоев стальных шариков 4 (рис. 1)[1,2,3].

Приводимый в движение по средствам пневмомолотка боек, передает ударные импульсы торцу стержней-инденторов через несколько слоев шариков. Инденторы в свою очередь оказывают ударное воздействие на поверхность обрабатываемой детали сферически заточенными наконечниками.

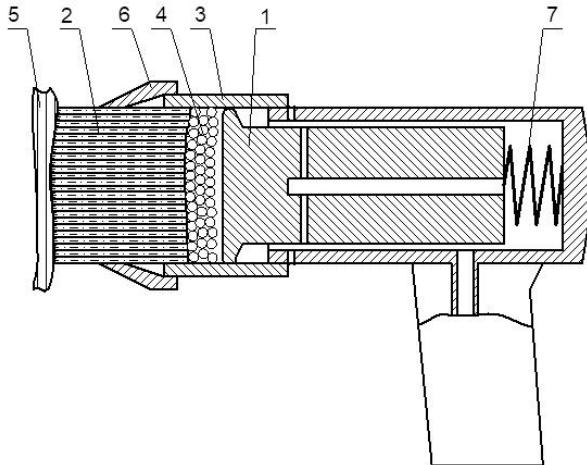


Рис. 1. Схема устройства для шарико-стержневого упрочнения:

1 – ударник пневмомолотка, 2 - упаковка стержней-инденторов со сферической заточкой, 3 – корпус упрочнителя, 4 - стальные шары, 5 - обрабатываемая деталь, 6 - цанговый зажим, 7 – упругий элемент

Благодаря слоям закаленных шариков осуществляется гибкость обработки с возможностью огибания фасонных поверхностей детали. Поэтому упрочнитель возможно использовать при упрочнении как плоских, так и лекальных поверхностей с небольшим перепадом высот. Возможность создания благоприятной картины остаточных напряжений в поверхностном слое, может использоваться для устранения небольших дефектов типа каверн, а также для создания регулярного и частично-регулярного микрорельефа.

Однако следует отметить, что в современном производстве важное значение имеет обеспечение акустической безопасности при ударных процессах обработки деталей машин. Защита работников от воздействия опасных и вредных производственных факторов является актуальной. С каждым годом постоянно ужесточаются санитарные нормы, ограничивающие интенсивность шума и вибраций. Это связано прежде всего с тем, что шум - это постоянно действующий фактор обладающий высокой интенсивностью и оказывающим влияние на снижение производительности труда, а в следствии и на качество обрабатываемых деталей и на ухудшение здоровья работников. Поэтому одной из важных задач при создании оборудования и проектировании технологических процессов является снижение шума и вибраций до санитарных норм [3,4,5].

В результате проведенных многочисленных исследований установлено, что при упрочнении поверхностей деталей методом ШСУ шум значительно превышает нормативные значения. Можно отметить, что при данной обработке единственным параметром не удовлетворяющим санитарные нормы является шум. Это приводит к необходимости проведения всесторонних исследований процесса формирования шума и вибраций при шарико-стержневом упрочнении, целью которых является разработка технологических процессов и устройств, исключающих вредное воздействие на организм работающих.

Акустическая система оборудования ШСУ объектов исследования включает следующие источники шума:

- упрочнитель;
- изделия, на которых производится упрочнение сварных швов;
- несущая система самого оборудования.

Учитывая особенности силового воздействия при ШСУ можно предположить,

что доминирующими источниками шума, создающими превышения над предельными спектрами, являются упрочнитель и, в особенности, изделие с упрочняемыми сварными швами. Это допущение подтверждается существующими исследованиями виброакустических характеристик при ШСУ круглых заготовок[2].

Элементы рамных конструкций, такие как уголки, швеллеры, двутавровый профиль имеют постоянное значение площади поперечного сечения по длине и могут рассматриваться как стержневые системы, имеющие различные значения моментов в направлении осей координат ОХ и ОY (рис. 2).

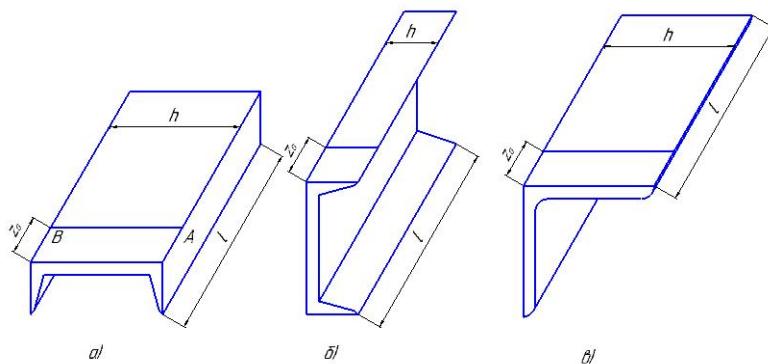


Рис. 2. Варианты установки элементов рам при ШСУ сварных швов:  
а) и б) – швеллер, в) – уголков

## 1. Вывод зависимостей

Конструктивные особенности упрочнителей позволяют представить воздействие в виде последовательности ударных возмущений на сварной шов (рис.3)

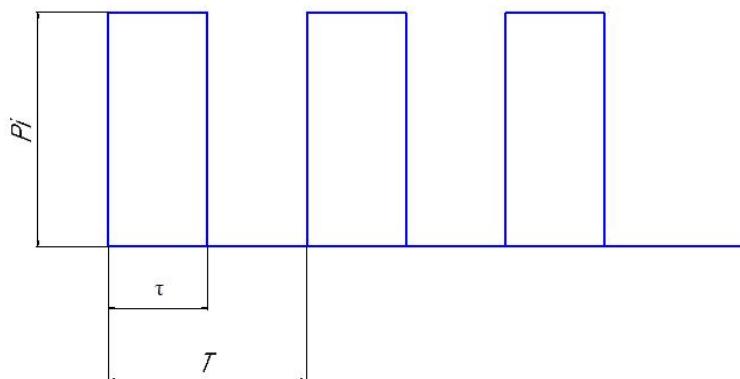


Рис. 3. Расчетная схема силового воздействия

При выводе зависимости силового воздействия сделано допущение, что силовые воздействия на каждом стержне равны между собой. Согласно данной расчетной схемы силового воздействия получено следующие выражение

$$P(t) = P_i K_c \sum_{i=1}^i \left[ f\tau + \frac{2}{\pi i} \sin f\tau i \cos(k_i f_i t - k_i f_i \tau) \right], \quad (1)$$

где  $K_c$  – количество стержней, шт.;  $P_i$  - амплитуда силового воздействия одного стержня, Н;  $f$  – частота воздействия стержня на сварной шов, Гц;  $\tau$  – время силового воздействия, с;  $f_i$  – собственные частоты колебаний,  $\text{с}^{-1}$ .

Амплитуда силового воздействия  $P_i$  определяется следующим образом:

$$\begin{aligned}
 P_i &= \frac{1,14v_0^2}{k_1 a_m} \sin \frac{1,068v_0 t}{a_m}; \\
 a_m &= \left( \frac{5v_0^2}{4k_1 k_2} \right)^{2/5}; \\
 k_1 &= \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2}; \\
 k_2 &= \frac{4}{3} \frac{q_k}{\left( \frac{1 - \mu_1^2}{E_1 \pi} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2 \pi} \right) \sqrt{A + B}}; \\
 \tau &= \frac{2,94}{v_0^{0,2}} \left( \frac{5}{4k_1 k_2} \right)^{0,4},
 \end{aligned} \tag{2}$$

где  $m_1$  и  $m_2$  – масса стержня и упрочняемого изделия (соответственно), кг;  $v_0$  – скорость в момент контакта стержня с изделием, м/с с учетом того, что  $m_1$  и  $m_2$ ,  $\mu_i$  – коэффициент Пуансона;  $E_i$  – модуль упругости, Па;  $\sqrt{A + B}$  – амплитуда колебания;  $k_1$  и  $k_2$  – коэффициент, определяющий собственные частоты колебаний стержня и упрочняемого изделия.

$$\begin{aligned}
 k_1 &= \frac{1}{m_1} = \frac{4 \cdot 10^{-4}}{R_1^2 l_c}; \\
 k_2 &= \frac{4}{3} \frac{1}{Q_1 + Q_2} \sqrt{R_1}; \\
 \tau &= 4,53 \left( \frac{(Q_1 + Q_2)m_1}{\sqrt{R_1 v_0}} \right)^{0,4}; \\
 a_m &= \left( \frac{15\pi v_0^2 (Q_1 + Q_2)m_1}{16\sqrt{R_1}} \right)^{0,4},
 \end{aligned}$$

где  $R_1$  и  $l_c$  – радиус и длина стержня, м;  $v_0$ ,  $m_1$  – то же, что и в формуле (2);  $Q_1$  и  $Q_2$  – коэффициенты, определяемые как:

$$Q_i = \frac{1 - \mu_i^2}{\pi E_i},$$

где  $\mu_i$ ,  $E_i$  – то же, что и в формуле (2).

Выбор технологических режимов упрочнения основан на энергии взаимодействия упрочнителя с изделием. Поэтому для скорости в момент контакта и напряжения в зоне взаимодействия получены следующие зависимости

$$v_0 = \sqrt{\frac{2Ph}{m_1}} \text{ и } \tau_{max} = 0,25 \left[ \frac{v_0^2}{(Q_1 + Q_2)^4} \cdot \frac{m_1}{R_1^3} \right]^{0,2}, \tag{3}$$

где  $P$  – сила, Н;  $h$  – ход стержня, м;  $m_1$ ,  $R_1$ ,  $Q_1$  и  $Q_2$  – то же, что и в формуле (2).

Для условий упрочнения сварных швов стальных изделий приведенные выше зависимости примут вид:

$$k_1 = \frac{4 \cdot 10^{-5}}{R_1^2 l_c}; \tag{4}$$

$$\begin{aligned} k_2 &= 2,7 \cdot 10^{11} \sqrt{R_1}; \\ \tau &= 4,9 \cdot 10^{-10} R_1^{0,6} l_c^{0,4} v_0^{-0,2}; \\ a_m &= 9 \cdot 10^6 R_1^{0,6} l_c^{0,4} v_0^{0,8}. \end{aligned}$$

Тогда:

$$\begin{aligned} P_{imax} &= 3 \cdot 10^{-4} R_1^{1,4} l_c^{0,6} v_0^{1,2}; \\ \tau_{imax} &= 2,3 \cdot 10^{10} R_1 l_c^{0,2} v_0^{0,4}, \end{aligned}$$

где  $P_{imax}$  – максимальная амплитуда силового воздействия одного стержня, Н;  $\tau_{imax}$  – максимальное напряжение в зоне взаимодействия;  $\tau$  - то же, что и в формуле (1);  $v_0$ ,  $\tau$ ,  $k_2$ ,  $l_c$ ,  $R_1$  - то же, что и в формуле (2).

Применительно к процессу упрочнения уравнения колебаний примет вид:

$$\begin{aligned} EJ_x(z) \frac{\partial^4 \eta}{\partial t^4} + \rho F \cdot \frac{\partial^2 \eta}{\partial t^2} &= P_i K_c \sum \sum \left[ 2\pi f \tau - \frac{2}{\pi i} \sin 2\pi f i \tau \cdot \right. \\ &\quad \cdot \cos [2\pi f i t - 2\pi f i \tau] \sin^3 \frac{\pi k z}{l} \sin^3 \frac{\pi k z_0}{l} \left. \right], \end{aligned} \quad (5)$$

где  $K_c$  – количество стержней в зоне взаимодействия со сварным швом;  $f$ ,  $\tau$ ,  $k$  - то же, что и в формуле (1).

Выполняя аналогичные преобразования, получим систему уравнений.

Вариант а:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 \eta_1}{\partial t^2} + 2,6 \cdot 10^9 \frac{J_x}{F} \left( \frac{k}{l} \right)^4 \eta_1 &= \frac{6,3 \cdot 10^{-4}}{Fl} P_i K_c \sum \sum \left[ \pi f \tau - \frac{0,1}{i} \sin 2\pi f i \tau \cdot \right. \\ &\quad \cdot \cos [2\pi f i t - 2\pi f i \tau] \sin^3 \frac{\pi k z_0}{l} \left. \right]; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 \eta_2}{\partial t^2} + 2,1 \cdot 10^{11} \frac{J_x}{F} \left( \frac{k}{l} \right)^4 \eta_2 &= \frac{1,9 \cdot 10^{-4}}{Fl} P_i K_c \sum \sum \left[ \pi f \tau - \frac{0,1}{i} \sin 2\pi f i \tau \cdot \right. \\ &\quad \cdot \cos [2\pi f i t - 2\pi f i \tau] \sin^3 \frac{\pi k z_0}{l} \left. \right]; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 \varepsilon_1}{\partial t^2} + 2,6 \cdot 10^9 \frac{J_y}{F} \left( \frac{k}{l} \right)^4 \varepsilon_1 &= \frac{6,3 \cdot 10^{-4}}{Fl} P_i K_c \sum \sum \left[ \pi f \tau - \frac{0,1}{i} \sin 2\pi f i \tau \cdot \right. \\ &\quad \cdot \cos [2\pi f i t - 2\pi f i \tau] \sin^3 \frac{\pi k z_0}{l} \left. \right]; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 \varepsilon_2}{\partial t^2} + 2,1 \cdot 10^{11} \frac{J_y}{F} \left( \frac{k}{l} \right)^4 \varepsilon_2 &= \frac{1,9 \cdot 10^{-4}}{Fl} P_i K_c \sum \sum \left[ \pi f \tau - \frac{0,1}{i} \sin 2\pi f i \tau \cdot \right. \\ &\quad \cdot \cos [2\pi f i t - 2\pi f i \tau] \sin^3 \frac{\pi k z_0}{l} \left. \right]. \end{aligned}$$

Варианты б и в:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 \eta_1}{\partial t^2} + 1,6 \cdot 10^8 \frac{J_x}{F} \left( \frac{2k-1}{l} \right)^4 \eta_1 &= \frac{6,3 \cdot 10^{-4}}{Fl} P_i K_c \sum \sum \left[ f \tau - \frac{0,1}{i} \sin 2\pi f i \tau \cdot \right. \\ &\quad \cdot \cos [2\pi f i t - 2\pi f i \tau] \cos^3 \frac{2k-1}{2l} \pi z_0 \left. \right]; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 \eta_2}{\partial t^2} + 1,3 \cdot 10^{10} \frac{J_x}{F} \left( \frac{2k-1}{l} \right)^4 \eta_2 &= -\frac{1,9 \cdot 10^{-4}}{Fl} P_i K_c \sum \sum \left[ f\tau - \frac{0,1}{i} \sin 2\pi f i \tau \cdot \right. \\ &\quad \cdot \cos[2\pi f i t - 2\pi f i \tau] \cos^3 \frac{2k-1}{2l} \pi z_0 \left. \right]; \\ \frac{\partial^2 \varepsilon_1}{\partial t^2} + 1,6 \cdot 10^8 \frac{J_y}{F} \left( \frac{2k-1}{l} \right)^4 \varepsilon_1 &= \frac{6,3 \cdot 10^{-4}}{Fl} P_i K_c \sum \sum \left[ f\tau - \frac{0,1}{i} \sin 2\pi f i \tau \cdot \right. \\ &\quad \cdot \cos[2\pi f i t - 2\pi f i \tau] \cos^3 \frac{2k-1}{2l} \pi z_0 \left. \right]; \\ \frac{\partial^2 \varepsilon_2}{\partial t^2} + 1,3 \cdot 10^{10} \frac{J_y}{F} \left( \frac{2k-1}{l} \right)^4 \varepsilon_2 &= -\frac{1,9 \cdot 10^{-4}}{Fl} P_i K_c \sum \sum \left[ f\tau - \frac{0,1}{i} \sin 2\pi f i \tau \cdot \right. \\ &\quad \cdot \cos[2\pi f i t - 2\pi f i \tau] \cos^3 \frac{2k-1}{2l} \pi z_0 \left. \right]. \end{aligned}$$

Решения уравнений получены в следующем виде.

Вариант а:

$$\begin{aligned} \eta_1 &= P_i K_c \sum \frac{2,4 \cdot 10^{-13} \pi f \tau l^3}{J_x k^4} - \frac{6,3 \cdot 10^{-5}}{Fl} \sum_{k=1}^{k^x} \sum_{i=1}^i \frac{\sin 2\pi f i \tau}{i} \left[ 2,6 \cdot 10^9 \frac{J_x}{F} \left( \frac{k}{l} \right)^4 - (2\pi f i)^2 \right] \cdot \\ &\quad \cdot \left\{ \left[ 2,6 \cdot 10^9 \frac{J_x}{F} \left( \frac{k}{l} \right)^4 - (2\pi f i)^2 \right]^2 + 6,25 \cdot 10^{18} \left( \frac{J_x}{F} \eta \right)^2 \left( \frac{k}{l} \right)^8 \right\}^{-1} \cos(2\pi f i t - 2\pi f i \tau); \\ \eta_2 &= -P_i K_c \sum \frac{9 \cdot 10^{-14} \pi f \tau l^3}{J_x k^4} - \frac{1,9 \cdot 10^{-5}}{Fl} \sum_{k=1}^{k^x} \sum_{i=1}^i \frac{\sin 2\pi f i \tau}{i} \left[ 2,1 \cdot 10^{11} \frac{J_x}{F} \left( \frac{k}{l} \right)^4 - (2\pi f i)^2 \right] \cdot \\ &\quad \cdot \left\{ \left[ 2,1 \cdot 10^{11} \frac{J_x}{F} \left( \frac{k}{l} \right)^4 - (2\pi f i)^2 \right]^2 + 4,4 \cdot 10^{22} \left( \frac{J_x}{F} \eta \right)^2 \left( \frac{k}{l} \right)^8 \right\}^{-1} \cos(2\pi f i t - 2\pi f i \tau); \\ \varepsilon_1 &= P_i K_c \sum \frac{2,4 \cdot 10^{-13} \pi f \tau l^3}{J_y k^4} - \frac{6,3 \cdot 10^{-5}}{Fl} \sum_{k=1}^{k^y} \sum_{i=1}^i \frac{\sin 2\pi f i \tau}{i} \left[ 2,6 \cdot 10^9 \frac{J_y}{F} \left( \frac{k}{l} \right)^4 - (2\pi f i)^2 \right] \cdot \\ &\quad \cdot \left\{ \left[ 2,6 \cdot 10^9 \frac{J_y}{F} \left( \frac{k}{l} \right)^4 - (2\pi f i)^2 \right]^2 + 6,25 \cdot 10^{18} \left( \frac{J_y}{F} \eta \right)^2 \left( \frac{k}{l} \right)^8 \right\}^{-1} \sin^3 \frac{\pi k z_0}{l}; \\ \varepsilon_2 &= -P_i K_c \sum \frac{9 \cdot 10^{-14} \pi f \tau l^3}{J_y k^4} - \frac{1,9 \cdot 10^{-5}}{Fl} \sum_{k=1}^{k^y} \sum_{i=1}^i \frac{\sin 2\pi f i \tau}{i} \left[ 2,1 \cdot 10^{11} \frac{J_y}{F} \left( \frac{k}{l} \right)^4 - (2\pi f i)^2 \right] \cdot \\ &\quad \cdot \left\{ \left[ 2,1 \cdot 10^{11} \frac{J_y}{F} \left( \frac{k}{l} \right)^4 - (2\pi f i)^2 \right]^2 + 4,4 \cdot 10^{22} \left( \frac{J_y}{F} \eta \right)^2 \left( \frac{k}{l} \right)^8 \right\}^{-1} \sin^3 \frac{\pi k z_0}{l}. \end{aligned}$$

Скорость колебаний определяют как:

$$\begin{aligned} v_{\eta_1} = \left| \frac{\partial \eta_1}{\partial t} \right| &= \frac{4 \cdot 10^{-4} P_i K_c f}{Fl} \sum \sum \sin 2\pi f i \tau \left[ 2,6 \cdot 10^9 \frac{J_x}{F} \left( \frac{k}{l} \right)^4 - (2\pi f i)^2 \right] \cdot \\ &\quad \cdot \left\{ \left[ 2,6 \cdot 10^9 \frac{J_x}{F} \left( \frac{k}{l} \right)^4 - (2\pi f i)^2 \right]^2 + 6,25 \cdot 10^{18} \left( \frac{J_x}{F} \eta \right)^2 \left( \frac{k}{l} \right)^8 \right\}^{-1} \sin(2\pi f i t - 2\pi f i \tau); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
v_{\eta_2} &= \left| \frac{\partial \eta_2}{\partial t} \right| = \frac{1,2 \cdot 10^{-4} P_i K_c f}{Fl} \sum \sum \sin 2\pi f i \tau \left[ 2,1 \cdot 10^{11} \frac{J_x}{F} \left( \frac{k}{l} \right)^4 - (2\pi f i)^2 \right] \cdot \\
&\cdot \left\{ \left[ 2,1 \cdot 10^{11} \frac{J_x}{F} \left( \frac{k}{l} \right)^4 - (2\pi f i)^2 \right]^2 + 4,4 \cdot 10^{22} \left( \frac{J_x}{F} \eta \right)^2 \left( \frac{k}{l} \right)^8 \right\}^{-1} \sin(2\pi f i t - 2\pi f i \tau); \\
v_{\varepsilon_1} &= \left| \frac{\partial \varepsilon_1}{\partial t} \right| = \frac{4 \cdot 10^{-4} P_i K_c f}{Fl} \sum \sum \sin 2\pi f i \tau \left[ 2,6 \cdot 10^9 \frac{J_y}{F} \left( \frac{k}{l} \right)^4 - (2\pi f i)^2 \right] \cdot \\
&\cdot \left\{ \left[ 2,6 \cdot 10^9 \frac{J_y}{F} \left( \frac{k}{l} \right)^4 - (2\pi f i)^2 \right]^2 + 6,25 \cdot 10^{18} \left( \frac{J_y}{F} \eta \right)^2 \left( \frac{k}{l} \right)^8 \right\}^{-1} \sin(2\pi f i t - 2\pi f i \tau); \\
v_{\varepsilon_2} &= \left| \frac{\partial \varepsilon_2}{\partial t} \right| = \frac{1,2 \cdot 10^{-4} P_i K_c f}{Fl} \sum \sum \sin 2\pi f i \tau \left[ 2,1 \cdot 10^{11} \frac{J_y}{F} \left( \frac{k}{l} \right)^4 - (2\pi f i)^2 \right] \cdot \\
&\cdot \left\{ \left[ 2,1 \cdot 10^{11} \frac{J_y}{F} \left( \frac{k}{l} \right)^4 - (2\pi f i)^2 \right]^2 + 4,4 \cdot 10^{22} \left( \frac{J_y}{F} \eta \right)^2 \left( \frac{k}{l} \right)^8 \right\}^{-1} \sin(2\pi f i t - 2\pi f i \tau).
\end{aligned}$$

Для вариантов б и в:

$$\begin{aligned}
\eta_1 &= P_i K_c \sum \frac{h^3 1,6 \cdot 10^{-12}}{J_x} \cos 1,3 \cdot 10^4 \sqrt{\frac{J_x}{F}} \left( \frac{2k-1}{l} \right)^2 t + \frac{4 \cdot 10^{-12} \pi f \tau l^3}{J_x (2k-1)^4} - \\
&- \sum \sum \frac{6,3 \cdot 10^{-5} \sin 2\pi f i \tau}{i} \left[ 1,6 \cdot 10^8 \frac{J_x}{F} \left( \frac{2k-1}{l} \right)^4 - (2\pi f i)^2 \right] \left\{ \left[ 1,8 \cdot 10^8 \frac{J_x}{F} \cdot \right. \right. \\
&\cdot \left. \left. \left( \frac{2k-1}{l} \right)^4 - (2\pi f i)^2 \right]^2 + 2,56 \cdot 10^{16} \left( \frac{J_x}{F} \eta \right)^2 \left( \frac{2k-1}{l} \right)^8 \right\}^{-1} \cos(2\pi f i t - 2\pi f i \tau);
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\eta_2 &= P_i K_c \sum \frac{h^3 1,6 \cdot 10^{-12}}{J_x} \cos 10^{-5} \sqrt{\frac{J_x}{F}} \left( \frac{2k-1}{l} \right)^2 t + \frac{1,9 \cdot 10^{-4} \pi f \tau l^3}{J_x (2k-1)^4} + \\
&+ \sum \sum \frac{1,9 \cdot 10^{-5} \sin 2\pi f i \tau}{i} \left[ 1,3 \cdot 10^{10} \frac{J_x}{F} \left( \frac{2k-1}{l} \right)^4 - (2\pi f i)^2 \right] \left\{ \left[ 1,3 \cdot 10^{10} \frac{J_x}{F} \cdot \right. \right. \\
&\cdot \left. \left. \left( \frac{2k-1}{l} \right)^4 - (2\pi f i)^2 \right]^2 + 1,7 \cdot 10^{10} \left( \frac{J_x}{F} \eta \right)^2 \left( \frac{2k-1}{l} \right)^8 \right\}^{-1} \cos(2\pi f i t - 2\pi f i \tau);
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\varepsilon_1 &= P_i K_c \sum \frac{h^3 1,6 \cdot 10^{-12}}{J_y} \cos 1,3 \cdot 10^4 \sqrt{\frac{J_y}{F}} \left( \frac{2k-1}{l} \right)^2 t + \frac{4 \cdot 10^{-12} \pi f \tau l^3}{J_y (2k-1)^4} - \\
&- \sum \sum \frac{6,3 \cdot 10^{-5} \sin 2\pi f i \tau}{i} \left[ 1,6 \cdot 10^8 \frac{J_y}{F} \left( \frac{2k-1}{l} \right)^4 - (2\pi f i)^2 \right] \left\{ \left[ 1,8 \cdot 10^8 \frac{J_y}{F} \cdot \right. \right. \\
&\cdot \left. \left. \left( \frac{2k-1}{l} \right)^4 - (2\pi f i)^2 \right]^2 + 2,56 \cdot 10^{16} \left( \frac{J_y}{F} \eta \right)^2 \left( \frac{2k-1}{l} \right)^8 \right\}^{-1} \cos(2\pi f i t - 2\pi f i \tau);
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\varepsilon_2 = P_i K_c \sum \frac{h^3 1,6 \cdot 10^{-12}}{J_y} \cos 10^{-5} \sqrt{\frac{J_y}{F}} \left( \frac{2k-1}{l} \right)^2 t + \frac{1,9 \cdot 10^{-4} \pi f \tau l^3}{J_y (2k-1)^4} + \\ + \sum \sum \frac{1,9 \cdot 10^{-5} \sin 2\pi f i \tau}{i} \left[ 1,3 \cdot 10^{10} \frac{J_y}{F} \left( \frac{2k-1}{l} \right)^4 - (2\pi f i)^2 \right] \left\{ \left[ 1,3 \cdot 10^{10} \frac{J_y}{F} \cdot \right. \right. \\ \cdot \left( \frac{2k-1}{l} \right)^4 - (2\pi f i)^2 \left. \right]^2 + 1,7 \cdot 10^{10} \left( \frac{J_y}{F} \eta \right)^2 \left( \frac{2k-1}{l} \right)^8 \left. \right\}^{-1} \cos(2\pi f i t - 2\pi f i \tau);\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}v_{k_{x_1}} = \left| \frac{\partial \eta_1}{\partial t} \right| = P_i K_c + \sum \frac{2 \cdot 10^8}{\sqrt{J_x F}} \left( \frac{2k-1}{l} \right)^2 \sin 1,3 \cdot 10^4 \sqrt{\frac{J_x}{F}} \left( \frac{2k-1}{l} \right)^2 t + \\ + \sum \sum 4 \cdot 10^{-4} \sin 2\pi f i \tau \left[ 1,6 \cdot 10^8 \frac{J_x}{F} \left( \frac{2k-1}{l} \right)^4 - (2\pi f i)^2 \right] \left\{ \left[ 1,8 \cdot 10^8 \frac{J_x}{F} \cdot \right. \right. \\ \cdot \left( \frac{2k-1}{l} \right)^4 - (2\pi f i)^2 \left. \right]^2 + 2,56 \cdot 10^{16} \left( \frac{J_x}{F} \eta \right)^2 \left( \frac{2k-1}{l} \right)^8 \left. \right\}^{-1} \sin(2\pi f i t - 2\pi f i \tau);\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}v_{k_{x_2}} = \left| \frac{\partial \eta_2}{\partial t} \right| = P_i K_c + \sum \frac{1,6 \cdot 10^{-7}}{\sqrt{J_x F}} \left( \frac{2k-1}{l} \right)^2 \sin 10^{-5} \sqrt{\frac{J_x}{F}} \left( \frac{2k-1}{l} \right)^2 t + \\ + \sum \sum 10^{-4} \sin 2\pi f i \tau \left[ 1,3 \cdot 10^{10} \frac{J_x}{F} \left( \frac{2k-1}{l} \right)^4 - (2\pi f i)^2 \right] \left\{ \left[ 1,3 \cdot 10^{10} \frac{J_x}{F} \cdot \right. \right. \\ \cdot \left( \frac{2k-1}{l} \right)^4 - (2\pi f i)^2 \left. \right]^2 + 1,7 \cdot 10^{20} \left( \frac{J_x}{F} \eta \right)^2 \left( \frac{2k-1}{l} \right)^8 \left. \right\}^{-1} \sin(2\pi f i t - 2\pi f i \tau);\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}v_{k_{\varepsilon_1}} = \left| \frac{\partial \varepsilon_1}{\partial t} \right| = P_i K_c + \sum \frac{2 \cdot 10^8}{\sqrt{J_y F}} \left( \frac{2k-1}{l} \right)^2 \sin 1,3 \cdot 10^4 \sqrt{\frac{J_y}{F}} \left( \frac{2k-1}{l} \right)^2 t + \\ + \sum \sum 4 \cdot 10^{-4} \sin 2\pi f i \tau \left[ 1,6 \cdot 10^8 \frac{J_y}{F} \left( \frac{2k-1}{l} \right)^4 - (2\pi f i)^2 \right] \left\{ \left[ 1,8 \cdot 10^8 \frac{J_y}{F} \cdot \right. \right. \\ \cdot \left( \frac{2k-1}{l} \right)^4 - (2\pi f i)^2 \left. \right]^2 + 2,56 \cdot 10^{16} \left( \frac{J_y}{F} \eta \right)^2 \left( \frac{2k-1}{l} \right)^8 \left. \right\}^{-1} \sin(2\pi f i t - 2\pi f i \tau);\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}v_{k_{\varepsilon_2}} = \left| \frac{\partial \varepsilon_2}{\partial t} \right| = P_i K_c + \sum \frac{1,6 \cdot 10^{-7}}{\sqrt{J_y F}} \left( \frac{2k-1}{l} \right)^2 \sin 10^{-5} \sqrt{\frac{J_y}{F}} \left( \frac{2k-1}{l} \right)^2 t + \\ + \sum \sum 10^{-4} \sin 2\pi f i \tau \left[ 1,3 \cdot 10^{10} \frac{J_y}{F} \left( \frac{2k-1}{l} \right)^4 - (2\pi f i)^2 \right] \left\{ \left[ 1,3 \cdot 10^{10} \frac{J_y}{F} \cdot \right. \right. \\ \cdot \left( \frac{2k-1}{l} \right)^4 - (2\pi f i)^2 \left. \right]^2 + 1,7 \cdot 10^{20} \left( \frac{J_y}{F} \eta \right)^2 \left( \frac{2k-1}{l} \right)^8 \left. \right\}^{-1} \sin(2\pi f i t - 2\pi f i \tau),\end{aligned}$$

где  $J_{x,y}$  – моменты инерции в направлении осей координат ОХ и ОY, м<sup>4</sup>;  $F$  – площадь поперечного сечения, м<sup>2</sup>;  $\eta$  и  $\varepsilon$  – деформации изгиба изделия в направлении осей ОХ и ОY;  $K_c$ ,  $P_i$ ,  $f$ ,  $\tau$  – то же, что и в формуле (1);  $l$  – то же, что и в формуле (2);  $h$  – то же, что и в формуле (3).

## Заключение

Полученные зависимости позволяют определить октавные уровни звукового давления при шарико-стержневом упрочнении и учитывают геометрические размеры изделия и параметры технологического процесса. Данные подтверждают теоретические выводы о закономерностях формирования спектров шума и вкладе источников шума в звуковое поле на рабочем месте оператора. Доминирующими источниками шума, которые и создают превышение уровней звукового давления в рабочей зоне оператора над предельно-допустимыми значениями, являются заготовка и упрочнитель. Таким образом, полученные результаты экспериментальных исследований по данным работ [1,2] подтверждают правомерность теоретического подхода к описанию закономерностей процесса шумообразования. Сравнение расчетных уровней шума с санитарными нормами позволяет на этапе проектирования определить превышение над предельно-допустимыми значениями и выбрать рациональные способы снижения уровней звукового давления до санитарных норм.

## Список литературы

1. Beskopylnyi A., Chukarin A., Isaev A. NOISE SPECTRA OF BALL-ROD HARDENING OF WELDS OF ROD STRUCTURES // Advances in Intelligent Systems and Computing. 2019. Т. 983. С. 489-495;
2. Beskopylnyi A., Meskhi B., Chukarin A., Isaev A. Spectral characteristics of noise during hardening of welds of rod structures // В сборнике: IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. Collection of materials of the International Conference on Modern Trends in Manufacturing Technologies and Equipment: Mechanical Engineering and Materials Science (ICMTMTE 2019). Sevastopol State University, National University of Science and Technology «MISIS», Polzunov Altai State Technical University, Crimean Federal University, Inlink Ltd. and International Union of Machine Builders. 2020. С. 044087;
3. Тамаркин М.А., Тищенко Э.Э., Исаев А.Г. Обеспечение акустической безопасности при обработке плоских деталей шарико-стержневым упрочнителем / Вестник . 2018. № 2 (63). С. 12-19;
4. Иванов Н. И. Основы виброакустики / Н. И. Иванов, А. С. Никифоров. — Санкт-Петербург. - Политехника, 2000. — 482 с.;
5. Чукарин, А. Н. Обеспечение комфортных условий труда при виброударной отделочной обработке фасонных деталей за счет снижения вибраций и шума / А. Н. Чукарин, Л. М. Щерба // Прогрессивные технологии в машино- и приборостроении : сб. ст. по мат-лам Всерос. науч.-техн. конф. — Нижний Новгород; Арзамас, 2002. — С. 352–355.

## References

1. Beskopylnyi A., Chukarin A., Isaev A. Noise spectra of ball-rod hardening of welds of rod structures // Advances in Intelligent Systems and Computing. 2019. Т. 983. С. 489-495.
2. Beskopylnyi A., Meskhi B., Chukarin A., Isaev A. Spectral characteristics of noise during hardening of welds of rod structures // В сборнике: IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. Collection of materials of the International Conference on Modern Trends in Manufacturing Technologies and Equipment: Mechanical Engineering and Materials

Science (ICMTMTE 2019). Sevastopol State University, National University of Science and Technology «MISIS», Polzunov Altai State Technical University, Crimean Federal University, Inlink Ltd. and International Union of Machine Builders. 2020. C. 044087;

3. Tamarkin M. A., Tishchenko E. E., Isaev A. G. Ensuring acoustic safety when processing flat parts with a ball-rod hardener / Bulletin of the Bryansk state technical University . 2018. No. 2 (63). pp. 12-19. / Вестник . 2018. № 2 (63). C. 12-19;

4. Ivanov N.I. Basics of vibroacoustics / Ivanov N.I., Nikiforov A.S. — Saint Petersburg. - Polytechnic, 2000. — 482 p.;

5. Chukarin, A. N. ensuring comfortable working conditions during vibration-shock finishing of shaped parts by reducing vibrations and noise / A. N. Chukarin, L. M. Shcherba // Progressive technologies in machine and instrument engineering : collection of articles on Mat-Lam vseros. scientific-technical Conf. — Nizhny Novgorod; Arzamas, 2002. — p.p. 352-355.

УДК: 331.45

OECD: 02.03

## Теоретические исследования процессов возбуждения вибраций и шумообразования при абразивной обработке сварных швов рамных конструкций

Чукарин А.Н.<sup>1</sup>, Исаев А.Г.<sup>2\*</sup>, Шашурина А.Е.<sup>3</sup>, Элькин Ю.И.<sup>4</sup>

<sup>1</sup> Д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Основы проектирования машин», Ростовский государственный университет путей сообщения, г. Ростов-на-Дону, РФ

<sup>2</sup> К.т.н., доцент кафедры «Эксплуатация транспортных систем и логистика», Донской государственный технический университет, г. Ростов-на-Дону, РФ

<sup>3</sup> Д.т.н., профессор кафедры «Экология и производственная безопасность», Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, РФ

<sup>4</sup> Д.т.н., профессор кафедры «Техносферная безопасность», Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), г. Москва, РФ

### Аннотация

В данной статье представлены результаты теоретических исследований процессов возбуждения вибраций и шумообразования при абразивной обработке сварных швов рамных конструкций. Сварка относится к одной из наиболее популярных технологий соединения металлических конструкций. Одним из обязательных этапов после выполнения сварочных работ является зачистка сварных соединений. Однако процесс обработки сопровождается сильным шумом, который в основном превышает нормативные значения в рабочей зоне оператора. В работе рассмотрены различные расчетные схемы согласно условиям закрепления этих элементов. Определены скорости колебаний согласно условиям закрепления. Уголки и швеллеры по профилю отличаются геометрическими параметрами. Особый интерес представляет отношение моментов инерции по соответствующим осям координат к площади поперечного сечения, т.к. это соотношение в значительной степени определяет теоретические величины собственных частот колебаний, скоростей колебаний и, следовательно, уровней звукового давления. Особенно это характерно для швеллеров, которые имеют большую разницу в моментах инерции в направлении осей ОХ и ОY. По результатам работы представлено изменение спектра собственных частот колебаний при увеличении профиля.

**Ключевые слова:** абразивная обработка, уровни звукового давления, спектры шума, спектры вибрации, акустическая система.

## Theoretical studies of the processes of vibration excitation and noise generation during abrasive treatment of welds of frame structures

Chukarin A.N.<sup>1</sup>, Isaev A.G.<sup>2\*</sup>, Shashurin A.E.<sup>3</sup>, Elkin Y.I.<sup>4</sup>

<sup>1</sup> DSc, professor, head of the department of Fundamentals of Machine Design, Rostov State Transport University, Rostov-on-Don, Russia

<sup>2</sup> PhD, senior lecturer of the department of Operation of Transport Systems and Logistics, Don State Technical University, Rostov-on-Don, Russia

<sup>3</sup> DSc, professor of the department of Ecology and Industrial Safety, Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D. F. Ustinov, St. Petersburg, Russia

<sup>4</sup> DSc, professor of the department of Technosphere Safety, Moscow Automobile and Construction State Technical University (MADI), Moscow, Russia

### Abstract

This article presents the results of theoretical studies of the processes of vibration excitation and noise generation during abrasive processing of welds of frame structures. Welding is one of the most popular technologies for joining metal structures. One of the mandatory steps after welding is to clean the welded joints. However, the processing process is accompanied by strong noise, which generally exceeds the standard values in the operator's work area. The paper considers various design schemes according to the conditions for fixing these elements. The oscillation rates are determined according to the fixing conditions. Corners and channels on the profile differ in geometric parameters. Of particular interest is the ratio of the moments of inertia along the corresponding coordinate axes to the cross-sectional area, since this ratio largely determines the theoretical values of the natural vibration frequencies, vibration velocities, and, consequently.

**Keywords:** abrasive treatment, sound pressure levels, noise spectra, vibration spectra, acoustic system.

### Введение

Акустическая система оборудования, на котором производится абразивная обработка сварных швов, включает следующие источники шума:

- несущая система оборудования, на котором и производится обработка сварных швов;
- обрабатываемое изделие;
- абразивный инструмент – шлифовальный круг.

Можно предположить, что несмотря на многообразие конструктивных исполнений в качестве акустических моделей следует принять круглую пластину, закрепленную в центре, для шлифовального круга и линейный источник для элементов рамных конструкций[1-4]. Уровни звукового давления приведены к следующему виду:

Шлифовальный круг:

$$L = 20\lg v_k - 20\lg r + 20\lg h_k + 40\lg k + 95, \quad (1)$$

где  $v_k$  – скорость колебаний, м/с;  $h_k$  – толщина круга, м;  $r$  – расстояние от источника шума до расчетной точки, м;  $k$  – коэффициент, определяющий собственные частоты колебаний круга.

Для элементов рамных конструкций:

$$L = 20\lg B - 20\lg r + 10\lg f_k + 51\lg F(z) + 119, \quad (2)$$

где  $f_k$  – собственные частоты колебаний источника шума, Гц;

$B = \int_0^1 v_k(z) \exp(-ik_0 z \cos \beta) dz$  – функция, определяющая распределение скоростей колебаний по длине источника шума;  $F(z)$  – площадь поперечного сечения источника,  $\text{м}^2$ ;  $k_0$  – волновое число,  $1/\text{м}$ ;  $\beta$  – угол излучения;  $r$  – то же, что и в формуле (1).

Элементы рамы, такие как уголки, швеллеры, двутавровый профиль имеют постоянное значение площади поперечного сечения по длине и могут рассматриваться как стержневые системы, имеющие различные значения моментов в направлении осей координат ОХ и ОY (рис. 1).

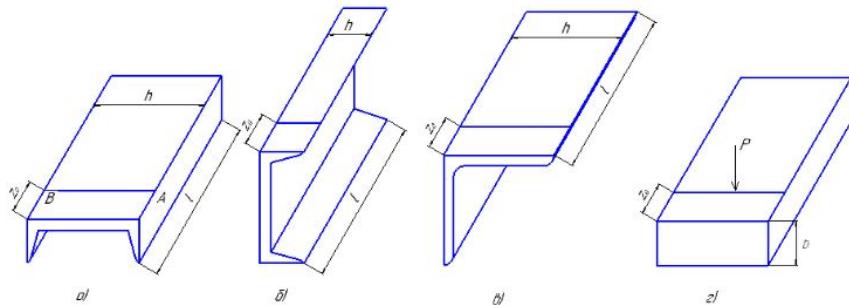


Рис. 1. Расчетные схемы элементов рамных конструкций при шлифовании сварных швов

Различия в подходе моделирования скоростей колебаний в выше представленных схемах заключаются в следующем. В вариантах а, б и в технологическая нагрузка имеет постоянную координату по оси OZ ( $z_0$ ), т.к. шлифовальный круг перемещается поперек элемента рамы, а в схеме г – вдоль элемента рамы [2,3,5].

## 1. Определение скоростей колебаний

Скорость колебаний определяются из дифференциальных уравнений.

Фактически процесс возбуждения вибраций при шлифовании представляет собой совокупность распределенных случайным образом дельтообразных внешних возбуждений от абразивных зерен. В этом случае силу резания с учетом нормативов режимов обработки шлифованием с достаточной для инженерных расчетов точностью можно представить следующую зависимость.

$$P = \frac{1000 C_N V^{\tau^*} t^{x^*} S^{y^*} D^{q-1}}{\pi n} \sin(K_c f t + \tau), \quad (3)$$

где  $C_N$ ,  $\tau^*$ ,  $x^*$ ,  $y^*$ ,  $q$  – коэффициенты и показатели степеней, выбираемые по нормативам режимов обработки;  $t$  – глубина шлифования, мм;  $V$  – скорость резания, м/мин;  $S$  – подача заготовки или шлифовального круга, мм;  $n$  – частота вращения шлифовального круга, об/мин;  $D$  – внешний диаметр шлифовального круга, мм;  $K_c$  – коэффициент зернистости;  $f$  – собственные частоты колебаний,  $\text{с}^{-1}$ .

При широкополосном возбуждении система «заготовка – шлифовальный круг» возбуждается на собственных формах колебаний, что позволяет существенно упростить акустический расчет и свести его к определению собственных частот колебаний отдельных элементов системы, а на этих частотах определить скорость колебаний и уровни звукового давления.

$$E J_x \frac{\partial^4 \eta}{\partial z^4} + \rho F \frac{\partial^2 \eta}{\partial t^2} = P_y(z, t), \quad (4)$$

$$E J_y \frac{\partial^4 \varepsilon}{\partial z^4} + \rho F \frac{\partial^2 \varepsilon}{\partial t^2} = P_x(z, t), \quad (5)$$

где  $E$  – модуль упругости изделия, Па;  $J_{x,y}$  – моменты инерции в направлении осей координат ОХ и ОY,  $\text{м}^4$ ;  $F$  – площадь поперечного сечения,  $\text{м}^2$ ;  $P_y$  и  $P_x$  – составляющие силового воздействия в направлении осей ОХ и ОY;  $\eta$  и  $\varepsilon$  – деформации изгиба изделия в направлении осей ОХ и ОY (соответственно), м;  $\rho$  – плотность материала заготовки  $\text{кг}/\text{м}^3$ .

Согласно условиям закрепления (рис. 1) приняты следующие расчетные схемы и соответствующие им краевые условия:

Вариант а) и г) – жестко закрепленная система:

$$\begin{cases} z = 0 \\ z = l \end{cases} \begin{cases} y(x) = 0 \\ \frac{\partial y(x)}{\partial t} = 0 \end{cases} \quad (6)$$

Собственные частоты колебаний определяются по формуле:

$$f_k = \left( \frac{2k+3}{2l} \right)^2 \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{EJ}{m_0}}, \quad (7)$$

где  $m_0$  – распределенная масса,  $\text{кг}/\text{м}$ ;  $k$  – коэффициент, определяющий собственные частоты колебания;  $l$  – длина источника, м;  $J$  – момент инерции детали,  $\text{м}^4$ ;  $E$  – то же, что и в формуле (4).

Варианты б) и в) – консольно-закрепленная система:

$$\begin{cases} z = 0 & y(x) = \frac{\rho l^3}{3EJ_y} \frac{\partial y(x)}{\partial z} = 0 \\ z = l & y(x) = 0 \quad \frac{\partial y(x)}{\partial z} = 0 \end{cases} \quad (8)$$

Функции, удовлетворяющие этим краевым условиям, задаются как:

Вариант а):

$$\varphi(z) = \sin^3 \frac{\pi kz}{l}. \quad (9)$$

Варианты б) и в):

$$\varphi(z) = \cos^3 \frac{2k-1}{2l} \pi z. \quad (10)$$

Собственные частоты колебаний:

$$f_k = \left( \frac{2k+1}{2l} \right)^2 \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{EJ}{m_0}}. \quad (11)$$

С учетом вышеизложенного система уравнений и задания технологической нагрузки в направлении осей координат ОХ и ОY примет вид

Для варианта а):

$$EJ_x(z) \frac{\partial^4 \eta}{\partial z^4} + \rho F(z) \frac{\partial^2 \eta}{\partial t^2} = \sum_{k=1}^K P \sin(K_c f_B t + \varphi) \cdot \sin^3 \frac{\pi kz}{l} \cdot \sin^3 \frac{\pi kz_0}{l};$$

$$EJ_y(z) \frac{\partial^4 \eta}{\partial z^4} + \rho F(z) \frac{\partial^2 \eta}{\partial t^2} = \sum_{k=1}^K P \sin(K_c f_B t + \varphi) \cdot \sin^3 \frac{\pi kz}{l} \cdot \sin^3 \frac{\pi kz_0}{l}.$$

Для вариантов б) и в):

$$EJ_x(z) \frac{\partial^4 \eta}{\partial z^4} + \rho F(z) \frac{\partial^2 \eta}{\partial t^2} = \sum_{k=1}^K P \sin(K_c f_B t + \varphi) \cdot \cos^3 \frac{2k-1}{2l} \pi z \cdot \cos^3 \frac{2k-1}{2l} \pi z_0;$$

$$EJ_y(z) \frac{\partial^4 \varepsilon}{\partial z^4} + \rho F(z) \frac{\partial^2 \varepsilon}{\partial t^2} = \sum_{k=1}^K P \sin(K_c f_B t + \varphi) \cdot \cos^3 \frac{2k-1}{2l} \pi z \cdot \cos^3 \frac{2k-1}{2l} \pi z_0.$$

Тогда для варианта а) система примет вид:

$$EJ_x(z) \frac{\partial^4 \eta}{\partial z^4} + \rho F(z) \frac{\partial^2 \eta}{\partial t^2} = \sum_{k=1}^K P \sin(K_c f_B t + \varphi) \cdot \sin^3 \frac{\pi k z_0}{l} \cdot \frac{3}{4} \sin \frac{\pi k z}{l};$$

$$EJ_x(z) \frac{\partial^4 \eta}{\partial z^4} + \rho F(z) \frac{\partial^2 \eta}{\partial t^2} = \sum_{k=1}^K P \sin(K_c f_B t + \varphi) \cdot \sin^3 \frac{\pi k z_0}{l} \cdot \frac{1}{4} \sin \frac{\pi k z}{l};$$

$$EJ_y(z) \frac{\partial^4 \varepsilon}{\partial z^4} + \rho F(z) \frac{\partial^2 \varepsilon}{\partial t^2} = \sum_{k=1}^K P \sin(K_c f_B t + \varphi) \cdot \sin^3 \frac{\pi k z_0}{l} \cdot \frac{3}{4} \sin \frac{\pi k z}{l};$$

$$EJ_y(z) \frac{\partial^4 \varepsilon}{\partial z^4} + \rho F(z) \frac{\partial^2 \varepsilon}{\partial t^2} = - \sum_{k=1}^K P \sin(K_c f_B t + \varphi) \cdot \sin^3 \frac{\pi k z_0}{l} \cdot \sin \frac{3\pi k z}{l},$$

а для вариантов б) и в):

$$EJ_x(z) \frac{\partial^4 \eta}{\partial z^4} + \rho F(z) \frac{\partial^2 \eta}{\partial t^2} = \sum_{k=1}^{K^x} P \sin(K_c f_B t + \varphi) \cdot \cos^3 \frac{2k-1}{2l} \pi z_0 \cdot \frac{3}{4} \cos \frac{2k-1}{2l} \pi z;$$

$$EJ_x(z) \frac{\partial^4 \eta}{\partial z^4} + \rho F(z) \frac{\partial^2 \eta}{\partial t^2} = - \sum_{k=1}^{K^x} P \sin(K_c f_B t + \varphi) \cdot \cos^3 \frac{2k-1}{2l} \pi z_0 \cdot \frac{1}{4} \cos 3 \frac{2k-1}{2l} \pi z;$$

$$EJ_y(z) \frac{\partial^4 \eta}{\partial z^4} + \rho F(z) \frac{\partial^2 \eta}{\partial t^2} = \sum_{k=1}^{K^x} P \sin(K_c f_B t + \varphi) \cdot \cos^3 \frac{2k-1}{2l} \pi z_0 \cdot \frac{3}{4} \cos \frac{2k-1}{2l} \pi z;$$

$$EJ_y(z) \frac{\partial^4 \eta}{\partial z^4} + \rho F(z) \frac{\partial^2 \eta}{\partial t^2} = \sum_{k=1}^{K^x} P \sin(K_c f_B t + \varphi) \cdot \cos^3 \frac{2k-1}{2l} \pi z_0 \cdot \frac{1}{4} \cos 3 \frac{2k-1}{2l} \pi z.$$

Применяя метод разделения переменных и подставляя для остальных рамных конструкций значения модуля упругости и плотности, системы дифференциальных уравнений приведены к следующему виду:

Вариант а):

$$\frac{\partial^2 \eta}{\partial t^2} + 2,6 \cdot 10^9 \frac{J_x}{F} \left( \frac{k}{l} \right)^4 \eta = \frac{10^{-4} P}{Fl} \sum \sin(K_c f_B t + \varphi) \sin^3 \frac{\pi k z_0}{l};$$

$$\frac{\partial^2 \eta}{\partial t^2} + 2,1 \cdot 10^{11} \frac{J_x}{F} \left( \frac{k}{l} \right)^4 \eta = \frac{3 \cdot 10^{-5} P}{Fl} \sum \sin(K_c f_B t + \varphi) \sin^3 \frac{\pi k z_0}{l};$$

$$\frac{\partial^2 \varepsilon}{\partial t^2} + 2,6 \cdot 10^9 \frac{J_y}{F} \left( \frac{\pi k}{l} \right)^4 \varepsilon = \frac{10^{-4} P}{Fl} \sum \sin(K_c f_B t + \varphi) \sin^3 \frac{\pi k z_0}{l};$$

$$\frac{\partial^2 \varepsilon}{\partial t^2} + 2,1 \cdot 10^{11} \frac{J_y}{F} \left( \frac{k}{l} \right)^4 \eta = \frac{3 \cdot 10^{-5} P}{Fl} \sum \sin(K_c f_B t + \varphi) \sin^3 \frac{\pi k z_0}{l}.$$

Варианты б) и в):

$$\frac{\partial^2 \eta}{\partial t^2} + 1,6 \cdot 10^8 \frac{J_x}{F} \left( \frac{2k-1}{l} \right)^4 \eta = \frac{10^{-4} P}{Fl} \sum \sin(K_c f_B t + \varphi) \cos^3 \frac{2k-1}{2l} \pi z_0;$$

$$\begin{aligned}\frac{\partial^2 \eta}{\partial t^2} + 1,3 \cdot 10^{10} \frac{J_x}{F} \left( \frac{2k-1}{l} \right)^4 \eta &= \frac{3 \cdot 10^{-5} P}{Fl} \sum \sin(K_c f_B t + \varphi) \cos^3 \frac{2k-1}{2l} \pi z_0; \\ \frac{\partial^2 \varepsilon}{\partial t^2} + 1,6 \cdot 10^8 \frac{J_y}{F} \left( \frac{2k-1}{l} \right)^4 \varepsilon &= \frac{10^{-4} P}{Fl} \sum \sin(K_c f_B t + \varphi) \cos^3 \frac{2k-1}{2l} \pi z_0; \\ \frac{\partial^2 \varepsilon}{\partial t^2} + 1,3 \cdot 10^{10} \frac{J_y}{F} \left( \frac{2k-1}{l} \right)^4 \varepsilon &= \frac{3 \cdot 10^{-5} P}{Fl} \sum \sin(K_c f_B t + \varphi) \cos^3 \frac{2k-1}{2l} \pi z_0.\end{aligned}$$

Используя известный подход представления упругости в комплексной форме, что позволяет учесть диссипативную функцию, определяемую эффективным коэффициентом потерь колебательной энергии  $\eta$ , получим выражение скорости колебаний для стальных рамных конструкций в следующем виде:

Для варианта а):

$$\begin{aligned}v_{k_1} &= \frac{10^{-4} P K_c f_b}{Fl} \sum \frac{\left[ 2,6 \cdot 10^9 \frac{J_x}{F} \left( \frac{k}{l} \right)^4 - (K_c f_b)^2 \right] \cos(K_c f_B t + \varphi) \sin^3 \frac{\pi k z_0}{l} \cdot \sin \frac{\pi k z}{l}}{\left[ 2,6 \cdot 10^9 \frac{J_x}{F} \left( \frac{k}{l} \right)^4 - (K_c f_b)^2 \right]^2 + 6,8 \cdot 10^{18} \left( \frac{J_x}{F} \eta \right)^2 \left( \frac{k}{l} \right)^8} = \\ &= K_1 \sin \frac{\pi k z}{l} \\ v_{k_2} &= \frac{3 \cdot 10^{-5} P K_c f_b}{Fl} \sum \frac{\left[ 2,1 \cdot 10^{11} \frac{J_x}{F} \left( \frac{k}{l} \right)^4 - (K_c f_b)^2 \right] \cos(K_c f_B t + \varphi) \sin^3 \frac{\pi k z_0}{l} \cdot \sin \frac{3\pi k z}{l}}{\left[ 2,1 \cdot 10^{11} \frac{J_x}{F} \left( \frac{k}{l} \right)^4 - (K_c f_b)^2 \right]^2 + 4,4 \cdot 10^{22} \left( \frac{J_x}{F} \eta \right)^2 \left( \frac{k}{l} \right)^8} = \\ &= K_2 \sin \frac{3\pi k z}{l} \\ v_{k_3} &= \frac{10^{-4} P K_c f_b}{Fl} \sum \frac{\left[ 2,6 \cdot 10^9 \frac{J_y}{F} \left( \frac{k}{l} \right)^4 - (K_c f_b)^2 \right] \cos(K_c f_B t + \varphi) \sin^3 \frac{\pi k z_0}{l} \cdot \sin \frac{\pi k z}{l}}{\left[ 2,6 \cdot 10^9 \frac{J_y}{F} \left( \frac{k}{l} \right)^4 - (K_c f_b)^2 \right]^2 + 6,8 \cdot 10^{18} \left( \frac{J_y}{F} \eta \right)^2 \left( \frac{k}{l} \right)^8} = \\ &= K_3 \sin \frac{\pi k z}{l} \\ v_{k_4} &= \frac{3 \cdot 10^{-5} P K_c f_b}{Fl} \sum \frac{\left[ 2,1 \cdot 10^{11} \frac{J_y}{F} \left( \frac{k}{l} \right)^4 - (K_c f_b)^2 \right] \cos(K_c f_B t + \varphi) \sin^3 \frac{\pi k z_0}{l} \cdot \sin \frac{3\pi k z}{l}}{\left[ 2,1 \cdot 10^{11} \frac{J_y}{F} \left( \frac{k}{l} \right)^4 - (K_c f_b)^2 \right]^2 + 4,4 \cdot 10^{22} \left( \frac{J_y}{F} \eta \right)^2 \left( \frac{k}{l} \right)^8} = \\ &= K_4 \sin \frac{3\pi k z}{l}\end{aligned}$$

Среднеквадратичные скорости определяются как

$$v_k = \sqrt{(K_1^2 + K_3^2) \sin^2 \frac{\pi k x}{l} + (K_2 + K_4)^2 \sin^2 \frac{3\pi k x}{l}}. \quad (12)$$

Для расчетов усредненных по октавам уровней звукового давления определяются максимальные величины скоростей колебаний и подставляют в зависимость.

В отличии от расчетной схемы а, для схем б и в необходимо учитывать начальные условия (связанные со спецификой консольно-закрепленных балок), т.е.

$$t = 0 \quad \eta(\varepsilon) = \frac{Ph^3}{3EJ_{x(y)}} \quad \eta(\varepsilon) = 0.$$

В этом случае решения уравнений относительно скоростей колебаний получены в следующем виде:

$$\begin{aligned} v_{k_1} &= -\sum \frac{2 \cdot 10^{-8} Ph^3}{J_x} \left( \frac{2k-1}{l} \right)^2 \sqrt{\frac{J_x}{F}} \sin 1,3 \cdot 10^4 \left( \frac{2k-1}{l} \right)^2 \sqrt{\frac{J_x}{F}} t + \frac{10^{-4} PK_c f_b}{Fl} \\ &\cdot \sum \frac{\left[ 1,6 \cdot 10^8 \frac{J_x}{F} \left( \frac{2k-1}{l} \right)^4 - (K_c f_b)^2 \right] \cos(K_c f_B t + \varphi) \cos^3 \frac{2k-1}{2l} \pi z_0 \cdot \cos \frac{2k-1}{2l} \pi z}{\left[ 1,6 \cdot 10^8 \frac{J_x}{F} \left( \frac{2k-1}{l} \right)^4 - (K_c f_b)^2 \right]^2 + 2,6 \cdot 10^{16} \left( \frac{J_x}{F} \eta \right)^2 \left( \frac{2k-1}{l} \right)^8}; \\ v_{k_2} &= -\sum \frac{1,7 \cdot 10^{-7} Ph^3}{J_x} \left( \frac{2k-1}{l} \right)^2 \sqrt{\frac{J_x}{F}} \sin 1,1 \cdot 10^5 \left( \frac{2k-1}{l} \right)^2 \sqrt{\frac{J_x}{F}} t + \frac{3 \cdot 10^{-5} PK_C f_b}{Fl} \\ &\cdot \sum \frac{\left[ 1,3 \cdot 10^{10} \frac{J_x}{F} \left( \frac{2k-1}{l} \right)^4 - (K_c f_b)^2 \right] \cos(K_c f_B t + \varphi) \cos^3 \frac{2k-1}{2l} \pi z_0 \cdot \cos \frac{1,5(2k-1)}{2l} \pi z}{\left[ 1,3 \cdot 10^{10} \frac{J_x}{F} \left( \frac{2k-1}{l} \right)^4 - (K_c f_b)^2 \right]^2 + 1,7 \cdot 10^{20} \left( \frac{J_x}{F} \eta \right)^2 \left( \frac{2k-1}{l} \right)^8}; \\ v_{k_3} &= -\sum \frac{2 \cdot 10^{-8} Ph^3}{J_x} \left( \frac{2k-1}{l} \right)^2 \sqrt{\frac{J_y}{F}} \sin 1,3 \cdot 10^4 \left( \frac{2k-1}{l} \right)^2 \sqrt{\frac{J_y}{F}} t + \frac{10^{-4} PK_c f_b}{Fl} \\ &\cdot \sum \frac{\left[ 1,6 \cdot 10^8 \frac{J_y}{F} \left( \frac{2k-1}{l} \right)^4 - (K_c f_b)^2 \right] \cos(K_c f_B t + \varphi) \cos^3 \frac{2k-1}{2l} \pi z_0 \cdot \cos \frac{2k-1}{2l} \pi z}{\left[ 1,6 \cdot 10^8 \frac{J_y}{F} \left( \frac{2k-1}{l} \right)^4 - (K_c f_b)^2 \right]^2 + 2,6 \cdot 10^{16} \left( \frac{J_y}{F} \eta \right)^2 \left( \frac{2k-1}{l} \right)^8}; \\ v_{k_4} &= -\sum \frac{1,7 \cdot 10^{-7} Ph^3}{J_x} \left( \frac{2k-1}{l} \right)^2 \sqrt{\frac{J_y}{F}} \sin 1,1 \cdot 10^5 \left( \frac{2k-1}{l} \right)^2 \sqrt{\frac{J_y}{F}} t + \frac{3 \cdot 10^{-5} PK_c f_b}{Fl} \\ &\cdot \sum \frac{\left[ 1,3 \cdot 10^{10} \frac{J_y}{F} \left( \frac{2k-1}{l} \right)^4 - (K_c f_b)^2 \right] \cos(K_c f_B t + \varphi) \cos^3 \frac{2k-1}{2l} \pi z_0 \cdot \cos \frac{1,5(2k-1)}{2l} \pi z}{\left[ 1,3 \cdot 10^{10} \frac{J_y}{F} \left( \frac{2k-1}{l} \right)^4 - (K_c f_b)^2 \right]^2 + 1,7 \cdot 10^{20} \left( \frac{J_y}{F} \eta \right)^2 \left( \frac{2k-1}{l} \right)^8}. \end{aligned}$$

Расчет схемы выполнен для балки на упругом основании, т.е. основание с конечным значением жесткости технологической системы  $J_y$  и  $i_y$ . Дифференциальное уравнение для такой колебательной системы имеет вид:

$$m_0 \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + E J_y \frac{\partial^4 y}{\partial z^4} + i_y z = P(t) \delta(x - x_0); \quad (13)$$

$$m_0 \frac{\partial^2 x}{\partial t^2} + E J_x \frac{\partial^4 x}{\partial z^4} + i_x x = P(t) \delta(x - x_0), \quad (14)$$

где  $P$  - силовое воздействие со стороны технологического процесса, Н;  $\delta$  (x -  $x_0$ ) - дельта-функция смещения по координате  $x_0$ ;  $E, J_{x,y}$  - то же, что и в формуле (4);  $m_0$  - то же, что и в формуле (7).

С учетом конечной величины жесткости данные уравнения с использованием метода разделения переменных приведены к следующему виду:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + \left[ 3,6 \cdot 10^9 h^2 \left( \frac{k}{l} \right)^4 + \frac{1,3 \cdot 10^{-4} i_y}{bh} \right] y &= \sum_{k=1}^{K^y} \frac{2P}{M} \sin(K_c f t + \varphi) \cdot \cos \frac{2\pi k z_0}{l}; \\ \frac{\partial^2 x}{\partial t^2} + \left[ 3,6 \cdot 10^9 b^2 \left( \frac{k}{l} \right)^4 + \frac{1,3 \cdot 10^{-4} i_x}{bh} \right] x &= \sum_{k=1}^{K^x} \frac{2P}{M} \sin(K_c f t + \varphi) \cdot \cos \frac{2\pi k z_0}{l}, \end{aligned}$$

где  $M$  - масса заготовки, кг;  $b$  и  $h$  - размеры поперечного сечения заготовки, м;  $K_C, f, t$  - то же, что и в формуле (4);  $l$  - то же, что и в формуле (7).

Решения уравнений для прогибов и скоростей колебаний определяются выражениями:

$$\begin{aligned} y &= \frac{2P}{M} \sum \left[ 3,6 \cdot 10^9 h^2 \left( \frac{k}{l} \right)^4 + \frac{1,3 \cdot 10^{-4} i_y}{bh} \right] \left\{ \left[ 3,6 \cdot 10^9 h^2 \left( \frac{k}{l} \right)^4 + \frac{1,3 \cdot 10^{-4} i_y}{bh} - (K_c f)^2 \right]^2 + \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + \left[ 3,6 \cdot 10^9 h^2 \left( \frac{k}{l} \right)^4 \xi_1 + \frac{1,3 \cdot 10^{-4} i_y}{bh} \xi_1 \right]^2 \right]^{-1} \sin(K_c f t + \varphi) \cdot \cos \frac{2\pi k z_0}{l}; \right. \\ v_y &= \frac{2PK_C f}{M} \sum \left[ 3,6 \cdot 10^9 h^2 \left( \frac{k}{l} \right)^4 + \frac{1,3 \cdot 10^{-4} i_y}{bh} \right] \left\{ \left[ 3,6 \cdot 10^9 h^2 \left( \frac{k}{l} \right)^4 + \frac{1,3 \cdot 10^{-4} i_y}{bh} - (K_c f)^2 \right]^2 \right. \\ &\quad \left. + \left[ 3,6 \cdot 10^9 h^2 \left( \frac{k}{l} \right)^4 \xi_1 + \frac{1,3 \cdot 10^{-4} i_y}{bh} \xi_1 \right]^2 \right]^{-1} \cos(K_c f t + \varphi) \cdot \cos \frac{2\pi k z_0}{l}. \end{aligned}$$

Уголки и швеллеры по профилю отличаются геометрическими параметрами. Особый интерес представляет отношение моментов инерции по соответствующим осям координат к площади поперечного сечения, т.к. это соотношение в значительной степени определяет теоретические величины собственных частот колебаний, скоростей колебаний и, следовательно, уровней звукового давления. Особенно это характерно для швеллеров, которые имеют большую разницу в моментах инерции в направлении осей ОХ и ОY.

Собственные частоты колебаний для стержневых элементов из стали определяются зависимостями:

Для шарнирного закрепления:

$$f_k = 80 \sqrt{\frac{J_{x_i} y}{F}} \left( \frac{k}{l} \right)^2. \quad (15)$$

Для консольного закрепления:

$$f_k = \left( \frac{2k-1}{l} \right)^2 80 \sqrt{\frac{J_{x_i} y}{F}}. \quad (16)$$

Для жесткого закрепления:

$$f_k = \left( \frac{2k+3}{l} \right)^2 80 \sqrt{\frac{J_{x_i}y}{F}}, \quad (17)$$

где  $F$ ,  $J_{x_i}$  – то же, что и в формуле (4);  $k$ ,  $l$  - то же, что и в формуле (7).

Таким образом, при равной длине уголков и швеллеров, различных  $N$  профиля собственных частоты колебаний определяются значением  $\sqrt{\frac{J_{x_i}y}{F}}$

Эти данные приведены в таблице 1.

**Таблица 1**  
Отношение моментов инерции к площади поперечного сечения уголков и швеллеров

N профиля	Уголки				Швеллера				
	$\frac{J_x}{F}$	$\sqrt{\frac{J_x}{F}}$	$\frac{J_y}{F}$	$\sqrt{\frac{J_y}{F}}$	N профиля	$\frac{J_x}{F}$	$\sqrt{\frac{J_x}{F}}$	$\frac{J_y}{F}$	
2	0.35	0.6	0.34	0.6	5	3.7	1.92	0.91	0.95
2.5	0.57	0.755	0.55	0.74	6.5	6.47	2.54	1.16	1.08
2.8	0.72	0.85			8	9.96	3.16	1.4	1.18
3.2	0.95	0.975	0.86	0.92	10	16	4	1.87	1.37
3.4	1.5	1.22	1.48	1.22	12	23	4.8	2.35	1.53
3.6	1.2	1.1	1.2	1.1	14	31.5	5.6	2.9	1.7
4.5	1.94	1.4	1.87	1.4	14a	32	5.7	3.4	1.8
5	2.4	1.55	2.33	1.53	16	41.3	6.4	3.5	1.9
5.6	3	1.73	2.96	1.73	16a	42.2	6.5	4	2
6.3	3.8	1.95	3.7	1.94	18	52.7	7.26	4.15	2
7	4.7	2.17	4.5	2.12	18a	53.6	7.3	4.73	2.2
7.5	5.4	2.3	5.16	2.2	20	65	8.1	4.8	2.2
8	6.1	2.47	5.97	2.46	20a	66.3	8.1	5.5	2.35
9	7.75	2.8	7.56	2.8	22	79	8.9	5.66	2.4
10	9.53	3.1	8.9	3	22a	81	9	6.5	2.55
11	11.6	3.4	11.5	3.4	24	94.8	9.7	6.8	2.6
12.5	15	3.9	18.5	3.85	24a	96.7	9.8	7.7	2.8
14	19	4.4	18.5	4.4	27	118	10.9	7.4	2.7
16	23.7	4.9	23.5	4.9	30	143.4	12	8	2.83
18	31.3	5.6	31.2	5.6	32	171.6	13.1	10	3.16
20	38.7	6.2	34.9	5.9	36	202.6	14.2	9.6	3.1
					40	547.5	15.7	10.4	3.2

## Заключение

Результаты расчетов позволяют сделать следующие выводы

1. С увеличением  $N$  профиля спектр собственных частот колебаний перемещается в более высокочастотную область. Для уголков собственные частоты колебаний в направлении осей координат ОХ и ОУ практически не изменяются для одного профиля при постоянной длине. Для позиций №2 и №20 собственные частоты колебаний возрастают в 10 раз.

2. Для швеллеров характерна большая разница на собственных частотах колебаний при увеличении N профиля, но и в направлении оси координат ОХ и ОY в частности.

### Список литературы

1. Чукарин А.Н., Бескопыльный А.Н., Исаев А.Г. Исследования виброакустических характеристик в рабочей зоне оператора при абразивной обработке сварных швов// Безопасность труда в промышленности. — 2019. — № 11. — С. 7-12. DOI: 10.24000/0409-2961-2019-11-7-12.
2. Иванов Н. И. Основы виброакустики / Н. И. Иванов, А. С. Никифоров. — Санкт-Петербург. - Политехника, 2000. — 482 с.
3. Тамarkin М.А., Тищенко Э.Э., Исаев А.Г. Обеспечение акустической безопасности при обработке плоских деталей шарико-стержневым упрочнителем / Вестник . 2018. № 2 (63). С. 12-19.
4. Beskopylny A., Meskhi B., Chukarin A., Isaev A. Spectral characteristics of noise during hardening of welds of rod structures // В сборнике: IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. Collection of materials of the International Conference on Modern Trends in Manufacturing Technologies and Equipment: Mechanical Engineering and Materials Science (ICMTMTE 2019). Sevastopol State University, National University of Science and Technology «MISIS», Polzunov Altai State Technical University, Crimean Federal University, Inlink Ltd. and International Union of Machine Builders. 2020. С. 044087.
5. Чукарин А.Н., Обеспечение комфортных условий труда при виброударной отделочной обработке фасонных деталей за счет снижения вибраций и шума/ А.Н. Чукарин, Л.М. Щерба // Прогрессивные технологии в машино- и приборостроении: сб.ст. по мат-лам Всерос. науч.-техн. конф.- Ниж. Новгород; Арзамас, 2002.- С. 352–355.

### References

1. Chukarin A.N., Beskopylny A.N., Isaev A.G. Studies of vibroacoustic characteristics in the operator's work area during abrasive treatment of welds // Work safety in industry. — 2019. — № 11. — pp. 7-12. DOI: 10.24000/0409-2961-2019-11-7-12.
2. Ivanov N.I. Basics of vibroacoustics / Ivanov N.I., Nikiforov A.S. — Saint Petersburg. - Polytechnic, 2000. — 482 p.
3. Tamarkin M. A., Tishchenko E. E., Isaev A. G. Ensuring acoustic safety when processing flat parts with a ball-rod hardener / Bulletin of the Bryansk state technical University . 2018. No. 2 (63). pp. 12-19.
4. Beskopylny A., Meskhi B., Chukarin A., Isaev A. Spectral characteristics of noise during hardening of welds of rod structures // В сборнике: IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. Collection of materials of the International Conference on Modern Trends in Manufacturing Technologies and Equipment: Mechanical Engineering and Materials Science (ICMTMTE 2019). Sevastopol State University, National University of Science and Technology «MISIS», Polzunov Altai State Technical University, Crimean Federal University, Inlink Ltd. and International Union of Machine Builders. 2020. С. 044087.
5. Chukarin, A. N. ensuring comfortable working conditions during vibration-shock finishing of shaped parts by reducing vibrations and noise / A. N. Chukarin, L. M. Shcherba // Progressive technologies in machine and instrument engineering : collection of articles on Mat-Lam vseros. scientific-technical Conf. — Nizhny Novgorod; Arzamas, 2002. — pp. 352-355.

УДК: 534.836.2

OECD: 01.03.AA

## Учет погрешностей при построении карт шума

Буторина М.В.<sup>1\*</sup>, Осетров А.В.<sup>2</sup>, Светлов В.В.<sup>3</sup>, Фиев К.П.<sup>3</sup>

<sup>1</sup> К.т.н., доцент кафедры «Экология и производственная безопасность»

<sup>2</sup> Д.т.н., профессор кафедры «Алгоритмическая математика», Санкт-Петербургский Электротехнический университет (ЛЭТИ), г. Санкт-Петербург, РФ

<sup>3</sup> Аспирант кафедры «Экология и производственная безопасность»

<sup>1,3</sup> Балтийский государственный технический университет

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

### Аннотация

Оперативные карты шума являются средством оценки шумового режима территории, позволяющим определить зоны сверхнормативного воздействия и рационально выбирать шумозащитные мероприятия. На результаты картирования шума значительное влияние оказывают выбранный метод расчета, качество и интерпретация исходных данных, используемых для прогнозирования шума, а также другие факторы. Рассмотрено влияние таких факторов как выбранный метод расчета (ручной или при помощи программного обеспечения), расчетная методика по оценке снижения шума как в открытом пространстве, так и при наличии дифракции звука за экранирующими объектами, разбиение линейного источника шума на участки, высота расчетной точки и шаг расчетной сетки. Показано, что при шумовом картировании величина отклонения результатов расчета от измеренных уровней шума может достигать 8 дБА и более.

**Ключевые слова:** карта шума, погрешность, исходные данные, метод расчета.

### Accounting for errors in the development of noise maps

Butorina M.V.<sup>1\*</sup>, Osetrov A.V.<sup>2</sup>, Svetlov V.V.<sup>3</sup>, Fiev K.P.<sup>3</sup>

<sup>1</sup> PhD, assistant professor of the department of Environmental and Industrial Safety

<sup>2</sup> DSc, professor of the department of Algorithmic Mathematics,

Saint Petersburg Electrotechnical University LETI, St. Petersburg, Russia

<sup>3</sup> Post-graduate student of the department of Environmental and Industrial Safety

<sup>1,3</sup> Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D.F. Ustinov, St. Petersburg, Russia

### Abstract

Operational noise maps serve as a mechanism to assess the noise situation of inhabited territory. They help to determine the zones of excess exposure and rationally plan noise protection measures. The results of noise mapping are significantly influenced by the calculation method, the quality and interpretation of the input data used to predict noise, as well as other factors. The influence of various uncertainties such as chosen calculation method (manual or using software), the calculation method for assessing noise reduction both in open space and in the presence of sound diffraction behind barriers, splitting a linear noise source into segments, height of receiver and step of the computational grid were considered. It is shown that the deviation from the measured data when developing a noise map can reach 8 dBA and even more.

**Keywords:** noise map, uncertainty, input data, calculation method.

---

\*E-mail: butorina\_mv@voenmeh.ru (Буторина М.В.)

## Введение

В России согласно СП 51.13330.2016 [1] оперативные карты шума являются средством оценки шумового режима территории, позволяющим определить зоны сверхнормативного воздействия, оценить их площадь, количество жилых зданий и численность людей на территории этих зон, наметить шумозащитные мероприятия, рассчитать их требуемый объем и стоимость.

В Европе за годы применения Директивы 2002/49/ЕС (END) специалисты изучили различные погрешности при картировании шума [2-9]. Основные из них – это исходные данные, человеческие ошибки, методика расчета и интерпретация результатов. Определённые затруднения вызывают разработка карты шума расчетными методами с последующей проверкой экспериментальными измерениями.

Для расчетов требуется различия исходные данные, но не все они могут быть доступны для проектировщика. Исходные данные берутся по статистическим данным, собираемым за десятилетия работы. Основные параметры транспортных потоков, влияющие на шумовую характеристику, такие как интенсивность движения и состав потока оцениваются по среднегодовым значениям. Скорость движения принимается по нормативным ограничениям. Провести оценку ускорения на конкретном участке дороги практически невозможно. Все эти факторы могут вызвать погрешность до 3 дБА и более. Во избежание этого в документации по передовой практике шумового картирования предлагаются четкие правила сбора данных [10]. Но даже если собраны достаточно точные исходные данные, расчет шумовой характеристики источника и разбиение линейного источника на участки для дальнейшего расчета распространения шума могут стать причиной погрешности результата расчета при построении карты шума.

Еще один источник неопределенности – метод, используемый для расчета распространения шума. Иногда методы расчета не действуют при определенных условиях. Например, ГОСТ 31295.2-2005 [11] предназначен для расчета шума только с подветренной стороны. Различные варианты дифракции в реальной застройке вообще не рассматриваются.

Таким образом, процесс разработки карт шума порождает неопределенности конечного результата, которые могут отличаться от измеренных уровней до 10 дБА. В статье рассмотрено влияние различных погрешностей на результаты шумового картирования.

### 1. Погрешности ручного расчета

Расчеты уровней шума могут выполняться как вручную, так и при помощи программного обеспечения. На рис. 1 представлено сравнение результатов расчета, полученных при построении санитарно-защитной зоны котельной. В ручном методе расчета реализован способ огибающих кривых, при котором строятся зоны акустического дискомфорта от каждого источника шума, которые потом объединяются общей огибающей кривой.

Программный расчет выполнен при помощи программы «Эколог-Шум» по сетке с шагом в 20 м. При таком методе расчета в каждой точке сетки рассчитываются уровни шума от каждого источника, точки с равными уровнями звука объединяются изолинией.

Как показывают результаты расчетов, результаты ручного расчета отличаются от результатов, полученных при помощи программного обеспечения, на величину до 2-3 дБА, а размер зоны санитарного разрыва в случае ручного расчета оказывается занижен на величину до 30 м. Результаты, полученные при помощи программного обеспечения, более

точные, поскольку они позволяют учесть суммарное воздействие различных источников, а также более точно учесть препятствия на пути распространения шума.

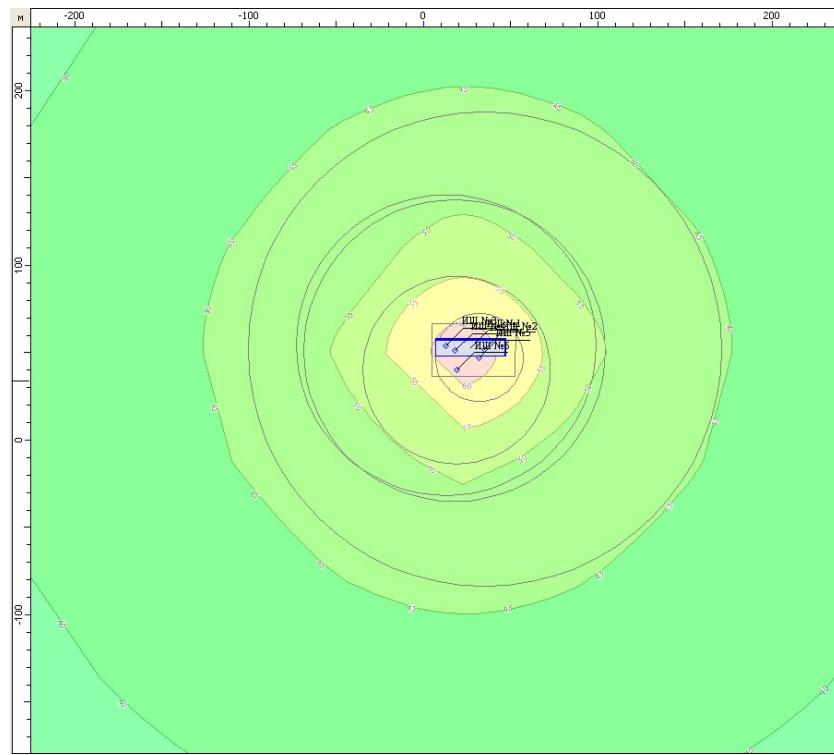


Рис. 1. Сравнение результатов ручных и программных расчетов

Поэтому в соответствии с ГОСТ Р 53187 [12] расчеты показателей шума для составления оперативных шумовых карт следует проводить при помощи автоматизированных программ расчета. В рамках процесса контроля качества программное обеспечение, используемое для картирования шума, проверяется на контрольных примерах. Допустимая разность результатов контрольного примера и программного расчета составляет 0,2 дБ [13], что повышает точность результатов картирования шума.

## 2. Погрешности, обусловленные качеством и интерпретацией исходных данных

Неопределенность исходных данных связана с параметрами источника шума, принимаемыми в расчет.

На точность карты шума наземного транспорта влияют такие параметры как интенсивность движения, скорость, состав потока. Для того, чтобы получить результат расчета с точностью  $\pm 1$  дБА необходимо обеспечить следующую точность исходных данных [10]:

- интенсивность движения должна быть задана с точностью  $\pm 25\%$ ;
- скорость – с точностью  $\pm 10$  км/ч;
- доля грузового транспорта в потоке – с точностью  $\pm 5\%$ .

При отклонении результатов расчета шумовой характеристики источника шума на величину более 3 дБА от результатов измерений, следует выполнить натурные измерения параметров транспортного потока либо измерения шумовой характеристики транспорта в соответствии с ГОСТ 20444 и провести повторное построение карты шума с учетом полученных исходных данных.

Но даже при использовании высоко точных исходных данных проблема может заключаться в их интерпретации, например, при расчете распространения шума от линейного источника.

Анализ расчетных данных выявил важную проблему, связанную с разбиением линейного источника шума на участки. В западных методиках разбиение происходит с шагом в  $2-5^\circ$ , в российской методике по правилу: длина участка в 5 раз больше расстояния, но при этом в российской методике применяется формула для расчета дивергенции, учитывающая длину источника.

Согласно российскому законодательству расчет должен выполняться по СП 276.1325800.2016 [14]. Часть положений данного документа принято в соответствии с ГОСТ 31295.2-2005 [11], но при этом снижение шума в результате геометрической дивергенции для линейного источника (потока автотранспорта) рассчитывается как:

$$L_A = 10 \lg \left[ \operatorname{arctg} \frac{l}{2R_0} \right] - 10 \lg \left[ \operatorname{arctg} \frac{l}{2R} \right] - 10 \lg \left[ \frac{R}{R_0} \right], \quad (1)$$

где  $l$  - длина участка дороги, м;  $R$  - расстояние от источника шума до расчетной точки, м;  $R_0$  - базовое расстояние, м.

Мы рекомендуем производить разбиение линейного источника шума на участки (сегменты) в соответствии с европейскими требованиями к построению карт шума, исходя из угла обзора в 5 градусов (рис. 2).

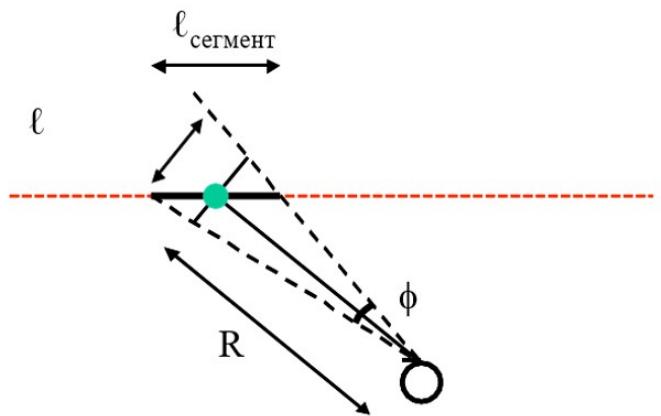


Рис. 2. Учет размера участка дороги

Расчет размера участка ( $l$ , м), принимаемого в расчет, производится по формуле:

$$l = 2R \operatorname{tg} (\varphi/2). \quad (2)$$

С учетом  $\varphi = 5^\circ$ ,  $l = 1,5R$ .

Далее шумовая характеристика учитываемого участка определяется как:

$$L_{\text{участка}} = L_A + 10 \lg(l), \quad (3)$$

где  $L_A$  - шумовая характеристика потока автотранспорта, дБА, определенная по национальным расчетным методикам.

Далее производится расчет распространения шума по ГОСТ 31295.2 [11], при этом затухание в результате геометрической дивергенции рассчитывается как:

$$A_{\text{див}} = 10 \lg(4\pi R/R_0). \quad (4)$$

Данный подход реализован в западных расчетных методиках таких как ISO 9613-2, Nord 2000, RLS. Как показывает сравнение результатов расчета, проведенных с использованием данного подхода, а также подхода, реализованного в СП 276.1325800.2016 [14], с результатами измерений, западный подход обеспечивает более точные результаты, отклонение составляет 1-2 дБА, в то время как подход, предлагаемый в российских нормативных документах, дает результаты, заниженные на 4-5 дБА. Таким образом, при построении карт шума необходимо реализовывать метод расчета, рекомендованный западными методиками, т.е. разбивать линейный источник шума на участки с шагом в 5 градусов, а далее производить расчет распространения шума в открытом пространстве по ГОСТ 31295.2.

### 3. Погрешности расчетных методик

Погрешности расчетных методик связаны с тем, что в них не учитываются реальные варианты расположения жилой застройки, а также различные экранирующие сооружения, расположенные на пути распространения шума. Например, существующие подходы к определению эффективности широкого экрана при наличии дифракции на нескольких кромках зачастую не позволяют учесть экранирующие объекты сложной формы.

В ГОСТ Р 56234.3-2019 [13] представлена методология применения ГОСТ 31295.2 на практике, которая заключается в построении траектории через края экранов в виде огибающей линии наименьшей длины, соединяющей источник, края экрана и приемник, расположенной в одной плоскости с источником шума и расчетной точкой. Эта линия похожа на резиновую ленту, представленную на рисунке 3. Вид пути распространения звука будет соответствовать формуле ГОСТ 31295.2, только в том случае, если экран находится под прямым углом к линии, соединяющей источник шума и расчетную точку.

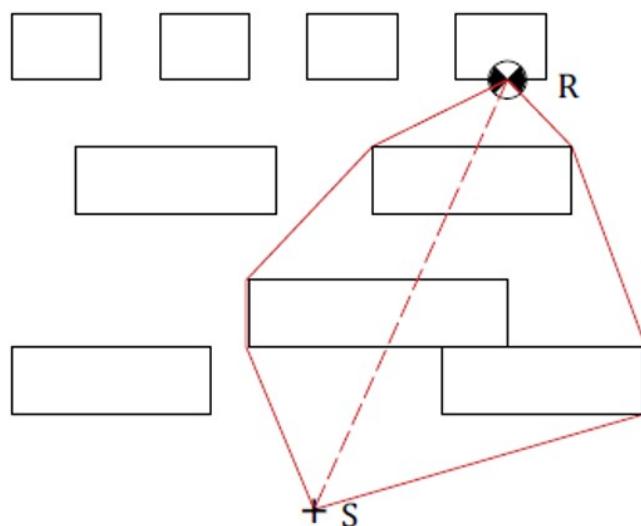


Рис. 3. Трассировка лучей для расчета дифракции

Описанная выше методология была успешно реализована в программном обеспечении SoundPLAN (Германия). Поскольку ГОСТ Р 56234.3-2019 [13] был принят в России в 2019 году, существующее российское программное обеспечение, реализующее положения СП 276.1325800.2016 [14], его не учитывает. Сравнение карт шума, разработанных при помощи немецкого и российского программного обеспечения,

представлено на рисунке 4. Результаты расчета уровней звука в расчетных точках, показанных на рисунке 4б), представлены на рисунке 5.

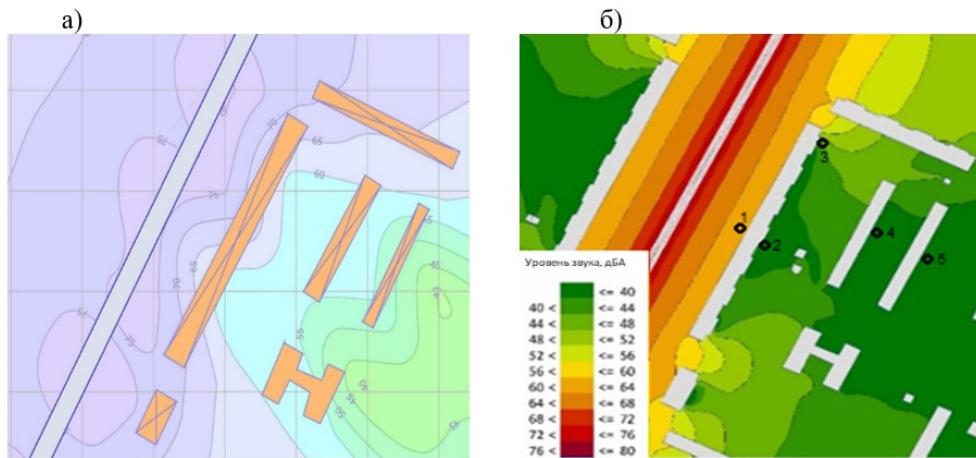


Рис. 4. Расчет уровней шума при помощи ПО:  
а) «Эколог-Шум», Россия; б) SoundPLAN, Германия

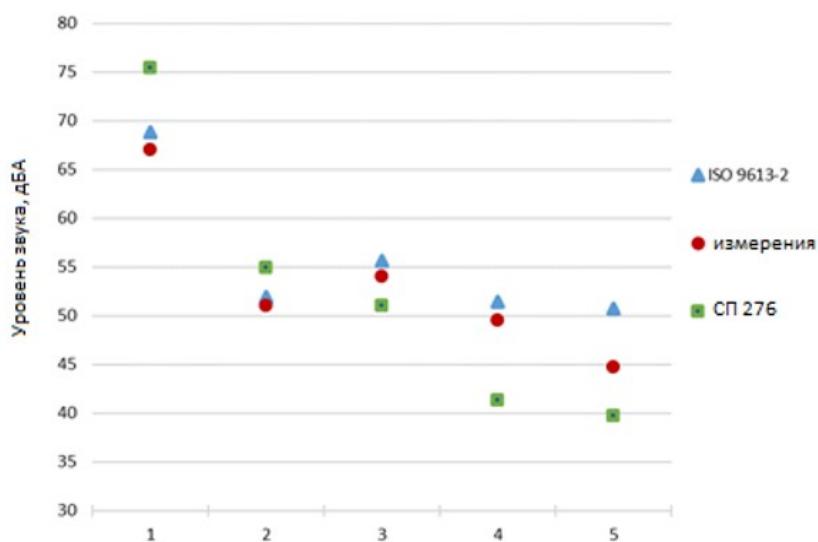


Рис. 5. Сравнение результатов расчетов и измерений

Анализ полученных результатов показывает, что применение ГОСТ 31295.2 (ISO 9613-2) с использованием подхода к оценке дифракции, предусмотренного ГОСТ Р 56234.3-2019, позволяет получить результаты, совпадающие с результатами измерений со средним отклонением 1-2 дБА. Отклонение российского метода составляет 5-8 дБА, что не соответствует требуемой точности, обеспечиваемой при построении карт шума. Таким образом, для повышения точности шумового картирования следует реализовать европейский подход к дифракции, предложенный в [13].

У этого подхода также есть свои ограничения. В случае дифракции более чем на двух краях, а также при перпендикулярном расположении экранов относительно дороги параметры, учитывающие расстояние между краями экранов, становятся неопределенными. Следовательно, этот метод не может применяться при наличии более чем двух дифракционных краев с высокой точностью.

Таким образом, погрешность, связанная с расчетной моделью, для российских расчетных методик, основанных на ГОСТ 31295.2, в условиях свободного поля в зависимости от расстояния, составляет в среднем:

- $\pm 3$  дБА для высоты источника шума менее 5 м;
- $\pm 1\text{-}3$  дБА для высоты источника шума более 5 м, но менее 30 м.

Результаты многочисленных оценок показывают, что для наиболее часто используемых в расчете высот расчетной точки погрешности составляют:

- для высоты 1,5 м – 2-3 дБА;
- для высоты 4 м – 1-2 дБА.

#### 4. Погрешности, связанные с шагом расчета

Согласно [7, 9] расчетная сетка и процесс интерполяции результатов расчета также оказывают влияние на точность карты шума. Оценка этого вклада очень важна, так как его можно минимизировать без изменения исходных данных и методики расчета. Для повышения точности достаточно использовать более мелкую расчетную сетку с большим количеством расчетных точек. Но даже если используется расчетная сетка с высоким разрешением, процесс интерполяции вносит свой вклад в погрешность.

Чтобы оценить неопределенность, вызванную шагом расчета, были разработаны карты шума дороги по сетке 10 x 10 м и 50 x 50 м (рис. 6).

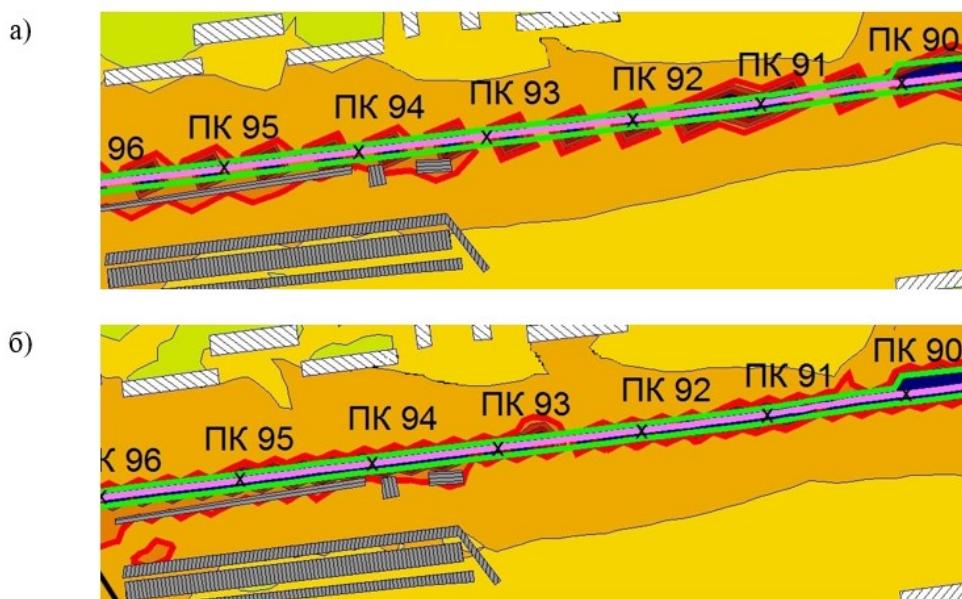


Рис. 6. Карты шума, рассчитанные с шагом: а) 50 м, б) 10 м

Шаг расчетной сетки влияет на количество расчетных точек, в которых результат определяется путем интерполяции данных, полученных для соседних с ними точек. Наиболее точный результат при построении карт шума городских территорий получается при шаге сетки 10 м, при котором отклонение результатов расчета не превышает 1 дБА. Меньший шаг сетки использовать нецелесообразно, поскольку при этом значительно увеличивается время расчета. При увеличении шага сетки отклонение увеличивается примерно на 0,5 дБА на каждые 10 м, в результате для шага в 50 м отклонение составит  $\pm 3$  дБА. Для получения карты шума с заданной точностью необходимо выбирать соответствующий шаг расчетной сетки.

Как показано на рис. 6б), при уменьшении шага расчетной сетки можно увидеть, что большее количество зданий подвержено повышенным уровням шума. Поэтому при

разработке мероприятий шумозащиты также очень важно правильно выбирать шаг расчета.

## Заключение

Оперативные карты шума позволяют определить зоны сверхнормативного воздействия шума и разработать шумозащитные мероприятия.

Погрешность расчетов при построении карт шума может быть обусловлена неопределенностью исходных данных, неопределенностью, связанной с расчетной моделью, а также погрешностями, возникающими в ходе построения карты шума.

Во избежание ошибок, связанных с ручными методами расчета, карты шума необходимо разрабатывать при помощи программного обеспечения надлежащего качества. Точность такой оценки составит  $\pm 0,2$  дБА, в то время как отклонения результатов, полученных при помощи ручного расчета, составляют  $\pm 2\text{--}3$  дБА.

В процессе разработки карт шума были получены следующие величины погрешностей:

- некорректная сегментация дороги может вызвать погрешность в 4 дБА;
- несоблюдение европейских стандартов при расчете дифракции дает отклонение в 5-8 дБА;
- погрешность расчетной методики, реализованной в ГОСТ 31295.2, составляет  $\pm 1\text{--}3$  дБА;
- наиболее точный результат при построении карты шума получается при шаге расчетной сетки, равном 10 м, погрешность не превышает 1 дБА.

Следует отметить, что при наложении нескольких погрешностей суммарная погрешность расчета увеличивается еще значительнее, поэтому при построении карт шума необходимо проводить их калибровку при помощи натурных измерений.

## Список литературы

1. СП 51.13330.2011 Защита от шума. Актуализированная редакция СНиП 23-03-2003 (с Изменением N 1)
2. Berndt, A. Uncertainties in environmental noise modelling. Proceedings of ACOUSTICS 2004, Gold Coast, Australia, 3-5 November, 443-446, (2004).
3. E. Hartog van Banda, H. Stapelfeldt. Implementing prediction standards in calculation software - the various sources of uncertainty. INCE Europe Symposium, Le Mans, France, 27-29 June, (2005).
4. W. Probst. Uncertainties in the prediction of environmental noise and in noise mapping. INCE Europe Symposium, Le Mans, France, 27-29 June, (2005).
5. Popp, C. Noise prediction method uncertainties. Workshop Inquinamento acustico, Vercelli, Italia, (2009).
6. Ausejo, M.; Recuero, M.; Asensio, C.; Pavón, I.; Pagán, R. Study of uncertainty in noise mapping, Proceedings of Internoise, Lisbon, Portugal, (2010).
7. C. Asensio, M. Ruiz, I. Pavón, M. Ausejo, M. Recuero. Uncertainty in Noise Maps Isolines: The Effect of the Sampling Grid, Acta Acustica United With Acustica, 97, 237 – 242 (2011).
8. J. M. Borillas, C. P. Gajardo. Uncertainty evaluation of continuous noise sampling, Applied Acoustics, 75, 27-36, (2014).
9. Research Project NANR 93: WG-AEN's Good Practice Guide And The Implications For Acoustic Accuracy HAL 3188.3/10/2 DGMR V.2004.1300.00.R005.1, (2004).

10. Working Group 1 of the Joint Committee for Guides in Metrology: Evaluation of measurement data. Guide to the expression of uncertainty in measurement, (2008).
11. ГОСТ 31295.2-2005 (ИСО 9613-2:1996) Шум. Затухание звука при распространении на местности. Часть 2. Общий метод расчета
12. ГОСТ Р 53187-2008 Акустика. Шумовой мониторинг городских территорий
13. ГОСТ Р 56234.3-2019/ISO/TR 17534-3:2015 Акустика. Программное обеспечение для расчетов уровней шума на местности. Часть 3. Рекомендации по обеспечению качества расчетов по ИСО 9613-2.
14. СП 276.1325800.2016 Здания и территории. Правила проектирования защиты от шума транспортных потоков

## References

1. SP 51.13330.2016 Sound protection
2. Berndt, A. Uncertainties in environmental noise modelling. Proceedings of ACOUSTICS 2004, Gold Coast, Australia, 3-5 November, 443-446, (2004).
3. E. Hartog van Banda, H. Stapelfeldt. Implementing prediction standards in calculation software - the various sources of uncertainty. INCE Europe Symposium, Le Mans, France, 27-29 June, (2005).
4. W. Probst. Uncertainties in the prediction of environmental noise and in noise mapping. INCE Europe Symposium, Le Mans, France, 27-29 June, (2005).
5. Popp, C. Noise prediction method uncertainties. Workshop Inquinamento acustico, Vercelli, Italia, (2009).
6. Ausejo, M.; Recuero, M.; Asensio, C.; Pavón, I.; Pagán, R. Study of uncertainty in noise mapping, Proceedings of Internoise, Lisbon, Portugal, (2010).
7. C. Asensio, M. Ruiz, I. Pavón, M. Ausejo, M. Recuero. Uncertainty in Noise Maps Isolines: The Effect of the Sampling Grid, Acta Acustica United With Acustica, 97, 237 – 242 (2011).
8. J. M. Borillas, C. P. Gajardo. Uncertainty evaluation of continuous noise sampling, Applied Acoustics, 75, 27-36, (2014).
9. Research Project NANR 93: WG-AEN's Good Practice Guide And The Implications For Acoustic Accuracy HAL 3188.3/10/2 DGMR V.2004.1300.00.R005.1, (2004).
10. Working Group 1 of the Joint Committee for Guides in Metrology: Evaluation of measurement data. Guide to the expression of uncertainty in measurement, (2008).
11. GOST 31295.2-2005 (ISO 9613-2:1996) Noise. Attenuation of sound during propagation outdoors. Part 2. General method of calculation, (1996).
12. GOST R 53187-2008 Acoustics. Noise monitoring of cities
13. GOST R 56234.3-2019/ISO/TR 17534-3 Acoustics – Software for the calculation of sound outdoors. Part 3. Recommendations for quality assured implementation of ISO 9613-2 in software according to ISO 17534-1 (2015).
14. SP 276.1325800.2016 Buildings and territories. Protection design rules from traffic noise, (2016).

УДК: 534.23

OECD: 01.03.AA

## Определение фазовой скорости в акустических волноводах по известной групповой скорости

Осетров А.В.<sup>1</sup>, Дроздова Л.Ф.<sup>2\*</sup>, Мышинский Э.Л.<sup>3</sup>

<sup>1</sup> Д.т.н., профессор кафедры «Алгоритмическая математика», Санкт-Петербургский Электротехнический университет (ЛЭТИ), г. Санкт-Петербург, РФ

<sup>2</sup> К.т.н., профессор кафедры «Экология и производственная безопасность», Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, РФ

<sup>3</sup> Д.т.н., главный научный сотрудник, ФГУП «Крыловский государственный научный центр», г. Санкт-Петербург, РФ

### Аннотация

Подчеркивается практическая важность изучения свойств акустических волноводов, в которых могут распространяться различные виды волн (нормальные, поверхностные и т.п.), и, в частности, определения фазовой и групповой скоростей акустических волн. Отмечается, что измерение фазовой и групповой скоростей основано на разных методах измерений и не всегда одинаково доступно. В связи с этим является актуальной задача нахождения фазовой скорости по известной групповой скорости. Представлены соотношения, связывающие фазовую и групповую скорости акустических волн при наличии дисперсии. Получены выражения фазовой и групповой скоростей в этом диапазоне и фазовой скорости на одной из границ диапазона. Анализируются особенности и ограничения представленных соотношений.

**Ключевые слова:** акустические волноводы, акустические волны, фазовая скорость, групповая скорость.

### *Anisotropy accounting for inhomogeneous modes of surface acoustic waves*

Osetrov A.V.<sup>1</sup>, Drozdova L.F.<sup>2\*</sup>, Myshinsky E.L.<sup>3</sup>

<sup>1</sup> DSc, professor of the department of Algorithmic Mathematics, Saint Petersburg Electrotechnical University LETI, St. Petersburg, Russia

<sup>2</sup> PhD, professor of the department of Ecology and Industrial Safety, Baltic State Technical University ‘VOENMEH’ named after D. F. Ustinov, St. Petersburg, Russia

<sup>3</sup> DSc, chief researcher, Federal State Unitary Enterprise ‘State Scientific Center Krylovsky’, St. Petersburg, Russia

### Abstract

The practical importance of studying the properties of acoustic waveguides, in which various types of waves (normal, surface, etc.) can propagate, and, in particular, determining the phase and group velocities of acoustic waves, have been emphasized. It has been noted that the measurement of phase and group velocities is based on different measurement methods and is not always equally available. In this regard, the problem of finding the phase velocity from the known group velocity is important. Relationships connecting the phase and group velocities of acoustic waves in the presence of dispersion have been presented. Expressions have been obtained that make it possible to determine the phase velocity in a certain frequency range from the known group velocity in this range and the phase velocity at one of the boundaries of the range. The features and limitations of the presented relationships have been analyzed.

**Keywords:** acoustical waveguides, acoustical waves, phase velocity, group velocity.

---

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

## Введение

Акустические волноводы имеют большое значение во многих областях техники[1-3]. Пример волноводов это мелкое море, вдоль дна которого распространяется нормальная акустическая волна; пластина, совершающая изгибы колебания при распространении упругой волны вдоль ее границы, пьезоэлектрическая подложка с нанесенными на нем слоями, вдоль поверхности которой могут распространяться различные типы поверхностных волн. Особенностью всех этих волн является наличие дисперсии, при которой скорость распространения волны зависит от частоты (или от характерных волновых размеров волновода, например, волновой толщины слоя). Кроме того, присутствует различная частотная зависимость для фазовой скорости (скорости перемещения волнового фронта) и групповой скорости (которую можно считать скоростью распространения акустической энергии). Фазовая и групповая скорости связаны между собой, о чем подробнее говорится в первом разделе статьи. Однако, если вычисление групповой скорости по известной фазовой можно считать широко известной операцией, обратная ей операция, т.е. определение фазовой скорости по групповой, практически не изучена, хотя имеет ряд практических приложений.

Известно, что фазовая скорость строго связана с материальными константами и ее измерение часто используется для определения свойств материалов[1, 4]. Вместе с тем измерение фазовой скорости может являться нетривиальной задачей, например, в системах с малыми размерами, когда акустические волноводы используются в средствах микроэлектроники, а создаются с использованием тех же технологий, что и микросхемы (напылением, травлением и т.п.). Фазовые измерения при распространении акустических волн здесь возможны с использованием дорогостоящей аппаратуры акустической микроскопии[5], а поверхность для выполнения микроскопии не всегда технологически доступна. Измерение времени в таких системах, наоборот, является классической задачей, решаемой с использованием стандартных средств измерений. Учитывая, что по времени распространения сигнала можно определить групповую скорость, а для нахождения параметров материалов нужна фазовая скорость становится понятна актуальность рассматриваемой в статье задачи определения фазовой скорости по групповой.

### 1. Основные соотношения между фазовой и групповой скоростью

Будем рассматривать в качестве исходных следующие определения [1] фазовой  $v_{ph}$  и групповой  $v_{gr}$  скоростей.

$$v_{ph} = \omega/k, \quad (1)$$

$$v_{gr} = \partial\omega/\partial k, \quad (2)$$

где  $\omega$  – круговая частота,  $k$  – волновое число.

Найдем зависимость между групповой и фазовой скоростями, перейдя для упрощения выражений от скоростей  $v_{ph}$  и  $v_{gr}$  к медленностям  $s_{ph}$  и  $s_{gr}$ , т.е. представив  $v_{ph} = 1/s_{ph}$  и  $v_{gr} = 1/s_{gr}$ . Тогда после последовательной подстановки (2) в (1) получаем  $s_{gr} = \partial k/\partial\omega = \partial(\omega s_{ph})/\partial\omega = s_{ph} + \omega \partial s_{ph}/\partial\omega$ . Если, в последнем выражении в качестве независимого параметра выбрать частоту  $f = \omega/2\pi$ , то приходим к окончательному выражению:

$$s_{gr} = s_{ph} + f \frac{\partial s_{ph}}{\partial f}. \quad (3)$$

При решении задачи определения  $s_{gr}$  по  $s_{ph}$  выражение (3) потребует нахождения производной от кривой медленности фазовой скорости, что является стандартной задачей

численного дифференцирования, если фазовая скорость является результатом измерений или численных вычислений. Заметим, что если в выражении (3) перейти к скоростям, как более привычным параметрам, можно получить следующее наиболее часто используемое выражение [6]:

$$v_{gr} = \frac{v_{ph}}{1 - a_v}, \quad (4)$$

где:

$$a_v = \frac{1}{v_{gr}} \frac{\partial v_{ph}}{\partial f/f}. \quad (5)$$

Численный алгоритм нахождения  $a_v$  представлен в [6] и в данной публикации мы не будем на нем подробно останавливаться.

Перейдем ко второй задаче определения  $s_{ph}$  по  $s_{gr}$ , в этом случае выражение (3) удобнее записывать в виде:

$$\frac{\partial s_{ph}}{\partial f} + \frac{1}{f} s_{ph} = \frac{s_{gr}}{f}. \quad (6)$$

Заметим, что выражение (6) представляет собой линейное неоднородное дифференциальное уравнение, решение которого можно получить аналитически. Действительно, соответствующее выражению (6) однородное уравнение  $\partial \hat{s}_{ph} / \partial f + \hat{s}_{ph} / f = 0$  является уравнением с разделяющимися переменными, так как  $\partial \hat{s}_{ph} / \partial f = -\hat{s}_{ph} / f$ . Почленно интегрируя, получаем:  $\ln \hat{s}_{ph} = -\ln f + \ln c$  или  $\hat{s}_{ph} = c/f$ , где  $c = const$ . Решение неоднородного уравнения (6) ищем в виде:

$$s_{ph} = c(f)/f, \quad (7)$$

заменив константу, полученную при решении однородного уравнения, на функцию частоты. Подстановка выражения (7) в уравнение (6) приводит к соотношению  $\partial c(f) / \partial f = s_{gr}$  или

$$c(f) = \int s_{gr}(f) df. \quad (8)$$

Окончательная подстановка выражения (8) в выражение (7) приводит к следующей формуле:

$$\frac{1}{v_{ph}} = \frac{1}{f} \int \frac{df}{v_{gr}}. \quad (9)$$

В отличие от выражения (4), позволяющего найти групповую скорость по фазовой, обратная задача нахождения фазовой скорости по групповой, описываемая выражением (9), не является тривиальной из-за наличия произвольной постоянной, которая появляется при неопределенном интегрировании в выражении (9). Более подробно способ использования выражения (9) рассматривается в следующем разделе.

## 2. Определение фазовой скорости при наличии реперной точки

Рассмотрим способы использования, полученного в предыдущем разделе, выражения (9) при наличии точки на оси частот, в которой известна фазовая скорость. Будем в качестве дисперсионной среды выбирать некоторый слой толщины  $h$ , для

которого как групповая, так и фазовая скорость являются функцией  $fh$ , и групповая скорость считается известной в некотором диапазоне  $[fh_1, fh_2]$ . Ставится задача определения фазовой скорости.

Вначале рассмотрим случай, когда фазовая скорость известна в нижней точке диапазона  $[fh_1, fh_2]$ . Переходя в выражении (9) от неопределенного к определенному интегралу, запишем:

$$\frac{1}{v_{ph}(fh)} = \frac{1}{fh} \left( \int_{fh_1}^{fh} \frac{d(fh)}{v_{gr}(fh)} + c_0 \right). \quad (10)$$

Если в выражение (10) поставить значение  $fh = fh_1$ , то интеграл обратится в нуль, и можно найти выражение для постоянного коэффициента,  $c_0 = fh_1/v_{ph}(fh_1)$ . После подстановки последнего выражения в уравнение (10) окончательно получаем:

$$\frac{1}{v_{ph}(fh)} = \frac{1}{fh} \left( \int_{fh_1}^{fh} \frac{d(fh)}{v_{gr}(fh)} + \frac{fh_1}{v_{ph}(fh_1)} \right). \quad (11)$$

Выражение (11) позволяет определить фазовую скорость в некотором диапазоне, если в этом диапазоне известна групповая скорость  $v_{gr}(fh)$  и известна фазовая скорость  $v_{ph}(fh_1)$  на нижней границе диапазона.

Выражение, аналогичное (11) может быть получено и в случае выбора в качестве реперной точки верхней границы диапазона  $[fh_1, fh_2]$ . Задавая в качестве нижнего предела интеграла в уравнении (10) значение  $fh_2$  и выполняя преобразования, аналогичные описанным ранее, приходим к соотношению:

$$\frac{1}{v_{ph}(fh)} = \frac{1}{fh} \left( \frac{fh_2}{v_{ph}(fh_2)} - \int_{fh}^{fh_2} \frac{d(fh)}{v_{gr}(fh)} \right). \quad (12)$$

Выражения (11) и (12) можно считать расчетными соотношениями для определения фазовой скорости по групповой. Вопрос нахождения значения фазовой скорости на одной из границ рассматриваемого интервала зачастую может быть решен, исходя из физической природы рассматриваемого волновода. Например, из теории распространения волн часто следует, что при больших  $fh$  групповая и фазовая скорости стремятся друг к другу. Тогда выражение (12) можно использовать, заменив в его правой стороне фазовую скорость на групповую, конечно, если считать  $fh_2$  достаточно большим. Иногда, наоборот, удобнее использовать низкочастотное приближение, например, предполагая фазовую скорость достаточно большой при приближении к критической частоте, тогда в выражении (11) в правой части второе слагаемое обращается в нуль.

Еще один важный аспект использования выражений (11)-(12) для нахождения фазовой скорости заключается в необходимости знания групповой скорости на интервале, а не только в районе какой-то локальной точки по частоте, как это возможно в задаче поиска групповой скорости по формулам (4)-(5). С математической точки зрения это может привести к накоплению ошибок измерений, если присутствует систематическая ошибка одного знака на всем частотном диапазоне измеряемых данных. Хотя процедуру определения фазовой скорости по групповой можно считать менее точной и более численно и технически сложной чем обратную процедуру, она может найти применение в тех случаях, когда другие пути оценки фазовой скорости технически сложны или затруднены, а получение хотя бы оценочных данных по фазовой скорости является актуальной задачей.

## Заключение

Проведенная математическая оценка связи фазовой и групповой скоростями позволила найти расчетные соотношения для вычисления фазовой скорости при измерении групповой в диапазоне  $[fh_1, fh_2]$  и при одновременно известной фазовой скорости либо на нижней границе диапазона  $fh = fh_1$  (формула (11)), либо на верхней границе диапазона  $fh = fh_2$  (формула(12)). Особенno важным является наличие такой возможности расчета фазовой скорости, когда не всегда технически возможно её измерение в системах с малыми размерами акустических волноводов, например, в средствах микроэлектроники. Коме того, в некоторых случаях возможно исключить знание фазовой скорости, если воспользоваться одним из физических приближений (бесконечности фазовой скорости в критической частоте и ее равенству групповой на больших частотах).

## Список литературы

1. Royer D., Dieulesaint. Elastic waves in solids, V.1, pp.1-374, V2. pp.1-446. Springer, 2000.
2. Ken-ya Hashimoto. Surface Acoustic Wave Devices in Telecommunications // Springer, 2000, pp.1-330.
3. Галисултанов А.Т., Осетров А.В. Распространение поверхностной акустической волны в многослойной диэлектрической структуре с металлизацией на интерфейсе // Известия СПбГЭТУ "ЛЭТИ" - 2013. - №3, с.79-86.
4. Осетров А.В., Нгун В.Ш. Расчет параметров поверхностных акустических волн в пьезоэлектриках методом конечных элементов // Вычислительная механика сплошных сред. – 2011. – Т. 4. – № 4. – с. 71-80.
5. Modern acoustical techniques for the measurement of mechanical properties // Edited by Moises Levy, Henry E. Bass, Richard Stern., Academic Press, 2001, pp. 1-434.
6. Osetrov A.V., Drozdova L.F., Mzshinsky E.L. Thermal models for SAW calculations in the layered systems // Akustika - 2019. Vol.32 - pp. 83-87.

## References

1. Royer D., Dieulesaint. Elastic waves in solids, V.1, pp.1-374, V2. pp.1-446. Springer, 2000.
2. Ken-ya Hashimoto. Surface Acoustic Wave Devices in Telecommunications // Springer, 2000, pp.1-330.
3. Galisultanov A.T., Osetrov A.V. Rasprostranenie poverhnostnoj akusticheskoy volny v mnogoslojnoj dielektricheskoy strukture s metallizacijej na interfejse // Izvestiya SPbGETU "LETI" - 2013. - №3, pp.79-86.
4. Osetrov A.V., Nguen V.SH. Raschet parametrov poverhnostnyh akusticheskikh voln v p'ezoelektrikah metodom konechnyh elementov // Vychislitel'naya mekhanika sploshnyh sred. – 2011. – V. 4. – № 4. – pp. 71-80.
5. Modern acoustical techniques for the measurement of mechanical properties // Edited by Moises Levy, Henry E. Bass, Richard Stern., Academic Press, 2001, pp. 1-434
6. Osetrov A.V., Drozdova L.F., Mzshinsky E.L. Thermal models for SAW calculations in the layered systems // Akustika - 2019. Vol.32 - pp. 83-87.

УДК: 534.836.2

OECD: 01.03.AA

## Оценка снижения уровней шума зданиями различной формы

Дроздова Л.Ф.<sup>1\*</sup>, Буторина М.В.<sup>2</sup>, Куклин Д.А.<sup>3</sup>

<sup>1</sup> К.т.н., профессор, <sup>2</sup> К.т.н., доцент, <sup>3</sup> Д.т.н., профессор

<sup>1,2,3</sup> Кафедра «Экология и производственная безопасность»,

Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ»

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

### Аннотация

Транспортный шум является одним из основных факторов негативных факторов воздействия в окружающей среде. Для снижения шума при проектировании жилой застройки используются приемы шумозащитного размещения жилой застройки, которые должны быть обоснованы акустическим расчетом. Существующие в настоящее время методы оценки дифракции не позволяют оценить снижение шума за зданиями, которые расположены не параллельно к источнику шума. Для корректной оценки снижения шума за различными типами зданий разработан научно-обоснованный инженерный метод для оценки дифракции звука при различных вариантах расположения зданий относительно источника шума. Метод позволяет оценить снижение уровней шума в результате дифракции с высокой точностью. Анализ факторов, влияющих на распространение шума в застройке, проведенный при помощи разработанного метода, позволил оценить степень влияния на затухание шума геометрических параметров зданий и разрывов между ними, звукопоглощения территории и фасадов зданий, что позволило выработать рекомендации по размещению зданий, которое бы позволило снизить шум в жилой застройке.

**Ключевые слова:** карты шума, дифракция, шумозащитное планирование, транспортный шум, жилая застройка, распространение шума.

### *Evaluation of noise reduction behind buildings of different shapes*

Drozdova L.F.<sup>1\*</sup>, Butorina M.V.<sup>2</sup>, Kuklin D.A.<sup>3</sup>

<sup>1</sup> PhD, professor, <sup>2</sup> PhD, assistant professor, <sup>3</sup> DSc, professor

<sup>1,2,3</sup> The department of Ecology and Industrial Safety, Baltic State Technical University  
‘VOENMEH’ named after D.F. Ustinov, St. Petersburg, Russia

### *Abstract*

Traffic noise is one of the main hazardous environmental factors. To reduce noise in the design of residential buildings, the methods of noise-protective placement of residential buildings are used, which must be justified by acoustic calculation. The currently existing methods for assessing diffraction don't let to assess noise reduction behind buildings that are not-parallel to the noise source. For a correct assessment of noise reduction behind different types of buildings, a scientifically grounded engineering method has been developed to assess the diffraction of sound for various locations of buildings relative to the noise source. The method makes it possible to evaluate noise reduction due to diffraction with high accuracy. The analysis of the factors affecting the spread of noise in buildings, carried out using the developed method, made it possible to assess the degree of influence on the noise attenuation of the geometric parameters of buildings and the gaps between them, sound absorption of the territory and building facades, which made it possible to develop recommendations for planning of building with the goal to reduce noise.

**Keywords:** noise mapping, diffraction, noise protective planning, traffic noise, residential buildings, noise distribution.

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

## Введение

Шум является одним из основных факторов воздействия на население как в Европе, так и в России. В странах Евросоюза 50 тыс. человек прежде всего умирает от сердечных приступов, вызванных транспортным шумом; 200 тыс. человек страдает от сердечно-сосудистых заболеваний[1]. В России за последние годы уровни негативного воздействия транспортного шума на жилую застройку, расположенную вблизи улиц с интенсивным движением, стали стабильно высокими круглосуточно: превышения допустимых уровней шума достигают 34 дБА в дневное и 43 дБА в ночное время суток. По экспертным оценкам, в РФ под действием шума транспорта, превышающего допустимые уровни, находится более трети населения.

При территориальном планировании муниципальных образований их территории зонируются с учетом основного функционального использования, а также других ограничений, накладываемых на использование территории для осуществления градостроительной деятельности, каковыми являются, в том числе, зоны акустического комфорта, создаваемые транспортными потоками.

Для снижения шума при проектировании жилой застройки следует использовать приемы шумозащитного размещения жилой застройки[2]. Рекомендуется использовать планировочно шумозащищенные жилые здания, которые проектируются с П-, С-образной, а также близкой к ним конфигурацией плана, с протяженностью фронта жилого здания 100 м и более, а объемов, расположенных перпендикулярно к улице, от 30 м и более, высотой не менее 20 м. В нормативной документации указано, что все приемы размещения жилой застройки, а также ее допустимая высота должны быть обоснованы акустическими расчетами.

Существуют различные методы расчета снижения шума за экранирующими сооружениями от наиболее простого метода огибания до волновых методов и новейших методов неопределенности. Основным международным методом расчета распространения шума на местности является ISO 9613-2:1996[3], которому соответствует российский ГОСТ 31295.2-2005, он позволяет корректно оценить снижение шума за линейным зданием, расположенным параллельно источнику шума при наличии дифракции на двух ребрах здания. Данная методика оценки основана на геометрическом методе огибания. Эффект экранирования может также оцениваться при помощи волновой теории дифракции, при которой отражение от препятствий оценивается путем добавления мнимого источника с использованием зоны Френеля. Оба метода имеют ряд ограничений, поэтому для корректной оценки снижения шума за шумозащитными типами зданий был разработан научно-обоснованный инженерный метод для оценки дифракции высокого порядка в застройке, дифракции звука при различных вариантах расположения зданий относительно источника шума, а также затухания шума в разрывах между зданиями.

## 1. Модели оценки шума

В настоящее время существует множество теорий дифракции, которые можно условно разбить на три группы. Первую группу составляют волновые теоретические методы. Вторая группа аппроксимирует волновое поле с учетом допущений Кирхгофа о том, что отношение излучательной способности любого тела к его поглощающей способности одинаково для всех тел при данной температуре для данной частоты и не зависит от их формы и состава[4]. Некоторые подходы используют допущения Кирхгофа для расчета звука, отраженного от шероховатой поверхности[5]. Третья группа упрощает теорию дифракции и учитывает только огибающие пути распространения звука вокруг препятствия[6].

Основным существующим в настоящее время методом, основанным на волновой теории дифракции, является скандинавский стандарт Nord2000[7]. Его можно использовать для расчета распространения звука от линейного источника (транспортного потока), при этом линейный источник аппроксимируется набором точечных источников с шагом менее 5 градусов. Вклад точечных источников оценивается с учетом типа и рельефа поверхности в зоне Френеля, которая формируется вокруг отраженного луча. Зона Френеля формируется на пересечении эллипсоида Френеля с поверхностью земли. Эффект экранирования оценивается при помощи волновой теории дифракции в сочетании с геометрической теорией, отражение от препятствий оценивается путем добавления мнимого источника с использованием зоны Френеля. Однако данный метод может использоваться только для дифракции второго порядка (на двух ребрах) и углов дифракции больших, чем  $\pi$ .

Основное упрощение волновой теории заключается в том, чтобы учитывать только самый короткий путь, по которому звук проходит от источника шума к приемнику, огибая препятствие. Наиболее распространенной теорией огибания является метод Маекавы[6]. Он был положен в основу ISO 9631-2, воплощенном в ГОСТ 31295.2-2005. В расчетном методе учитываются тип поверхности и высота источника шума и расчетной точки. Методика применения ГОСТ 31295.2-2005 на практике при наличии экранов сложной формы заключается в построении траектории через кромки экранов как ломаной линии наименьшей длины, соединяющей источник, кромку и приемник и расположенной в вертикальной плоскости, в которой находятся источник и приемник (по аналогии с резиновой лентой)[8]. Проектирование указанных траекторий в двух взаимно перпендикулярных плоскостях будет соответствовать формуле ИСО 9613-2 только в том случае, если экран находится под прямым углом к отрезку, соединяющему источник и приемник. При этом в случае дифракции более чем двух кромках, а также при непараллельном расположении экранов параметр, учитывающий расстояние между кромками экранов, становится неопределенным. Кроме того, метод стандарта ISO 9613-2 оценивает путь распространения звука от источника до расчетной точки, который проходит через несколько ребер. Этот путь всегда имеет либо исключительно правый поворот, либо исключительно левый поворот. Это означает, что данный метод не применим для зигзагообразного расположения препятствий. Следовательно, данный метод невозможно применять при наличии более чем двух ребер дифракции при разнообразном расположении зданий сложной формы, таким как шумозащитная застройка.

Для сравнения расчетных методов расчетов в жилой застройке были построены карты шума территории, прилегающей к автомобильной дороге (Гражданскому пр. в г. Санкт-Петербурге), при помощи ISO 9613-2:1996 (А) и Nord 2000 (В). Как показывает анализ расчетов, основной проблемой при оценке дифракции является оценка распространения шума в жилой застройке при наличии дифракции, т.к. разница расчетного и измеренного уровней может достигать величины до 10 дБА. Таким образом, возникает задача описания нестандартных ситуаций размещения экранирующих сооружений и расчета снижения уровня звука за ними, а также составления на основе полученных данных объективной расчетной модели, позволяющей оценить уровень шума в расчетной точке на территории застройки с наименьшей погрешностью.

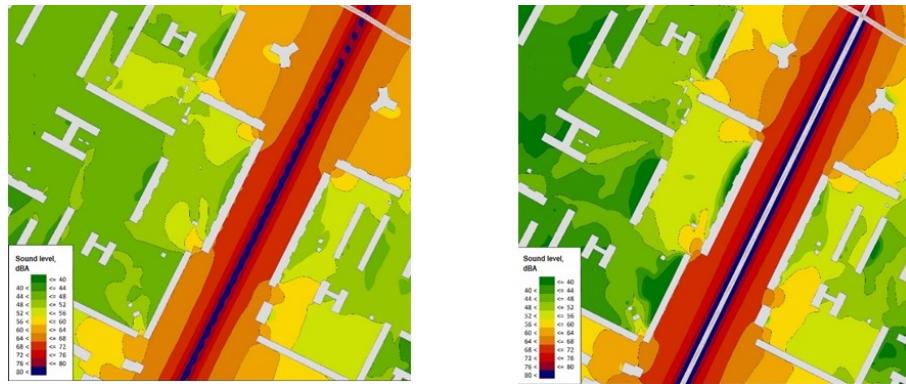


Рис. 1. Сравнение результатов расчетов дифракции звука в жилой застройке:  
а) расчет по методике ISO, в) расчет по методике Nord2000

## 2. Новый метод оценки дифракции в застройке

Для оценки дифракции за зданиями сложной формы предлагается подход, основанный на разработке расчетных схем и математических моделей распространения шума. В основу математических моделей для расчетных формул положена теория оценки затухания шума в застройке, базирующаяся на статистической геометрической теории акустики, разработанной З. Маековой[7] и Н.И. Ивановым[9].

В предлагаемых работах здания различных форм рассматриваются как вторичные излучатели шума. Вторичные излучатели преобразуют звуковое поле источника шума на пути его распространения до расчетной точки. При оценке дифракции через здание учитывается принцип Гюйгенса-Кутруфа[10]: препятствие экранирует нижние вторичные источники, верхние вторичные источники формируют фронт волны за экраном. При распространении звука учитывается путь звукового луча, огибающий препятствие. Отражение от элементов здания первого порядка учтено при помощи метода мнимых источников звука. В теории учитываются явления отражения, поглощения, дифракции и дивергенции звука, но не учитывается явление интерференции.

С использованием вышеуказанного подхода было произведено математическое моделирование для основных случаев распространения звука в жилой застройке, описанных при помощи следующих расчетных схем и получены расчетные формулы (таблица 1):

схема 1 – звук проникает через проем (арку) и переотражается в замкнутом объеме;

схема 2 – звук переотражается в П-образном или Ш-образном дворе здания, отвернутом от дороги;

схема 3 – звук распространяется за Г-образное здание, затухая за ним и отражаясь от фасада, перпендикулярного дороге.

Таблица 1

Расчетные формулы для схем

Схема	Формула
	<p>1. Распространение шума во дворе-колодце через арку</p> $L_{PT} = L_{\text{экв}} + 10 \lg \left[ \frac{1}{\pi} \operatorname{arctg} \frac{a_{\text{пр}} b_{\text{пр}}}{2R \sqrt{4R^2 + a_{\text{пр}}^2 + b_{\text{пр}}^2}} + \frac{a_{\text{пр}} b_{\text{пр}} (1 - \alpha_{\text{з.о.}})}{\sum_{i=1}^n \alpha_i S_i} \right]$
	<p>2. Распространение шума за П- или III-образным зданием для <math>R \leq 0,4\sqrt{S}</math>:</p> $L_{PT} = L_{\text{экв}} + 10 \lg \left[ \frac{(1 - \alpha_{\text{з.д.}})}{\pi^3 a} \operatorname{arctg} \frac{l}{2a} \operatorname{arctg} \frac{lh}{2R \sqrt{4R^2 + l^2 + h^2}} + \frac{4l(1 - \alpha_{\text{з.о.}})}{\sum_{i=1}^n \alpha_i S_i} \right]$ <p>для <math>R \leq l/\pi</math>:</p> $L_{PT} = L_{\text{экв}} + 10 \lg \left[ \frac{(1 - \alpha_{\text{з.д.}})h}{2\pi^3 a R} \operatorname{arctg} \frac{l}{2a} \operatorname{arctg} \frac{l}{2R} + \frac{4l(1 - \alpha_{\text{з.о.}})}{\sum_{i=1}^n \alpha_i S_i} \right]$
	<p>3. Затухание за Г-образным зданием</p> $L_{PT} = L_{\text{экв}} + 10 \lg (1 - \alpha_{\text{з.д.}}) + 10 \lg \left[ \frac{h}{2\pi^2 a R} \operatorname{arctg} \frac{l}{2a} \operatorname{arctg} \frac{l}{2R} + \frac{2}{l} \operatorname{arctg} \frac{b}{l} \right] - 10 \lg \pi$

где 1 – поток транспорта, 2 – здание, 3 – расчетная точка,  $L_{\text{экв}}$  – УЗ у верхнего ребра здания, дБА;  $l$  – длина здания, м;  $a$  – ширина здания, м;  $h$  – высота здания, м;  $b$  – длина бокового фасада здания, м;  $R$  – расстояние от здания до расчетной точки, м;  $a_{\text{пр}}$  – длина проема, м;  $b_{\text{пр}}$  – ширина проема, м;  $\alpha_{\text{з.д.}}$  – коэффициент звукопоглощения здания;  $\alpha_i$  – коэффициент звукопоглощения  $i$ -той поверхности, площадью  $S_i$ , м<sup>2</sup>;  $\alpha_{\text{з.о.}}$  – коэффициент звукопоглощения замкнутого объема.

### 3. Анализ влияния различных факторов на снижение шума

Теоретический анализ схем был выполнен при помощи расчетов по разработанным формулам. В ходе анализа было исследовано влияние различных факторов на снижение уровней шума за зданиями.

Анализ влияния звукопоглощения материала фасада на снижение уровней шума за зданием показывает, что при облицовке фасада поглощающими материалами дополнительное снижение может достигать величины от 1 до 5 дБА для наиболее распространенных строительных материалов и до 10 дБА при применении звукопоглощающего слоя минеральной ваты. При наличии покрытия двора травой, рыхлым грунтом или кустами дополнительное снижение уровней шума во дворе составляет 2-6 дБА (рис. 2).

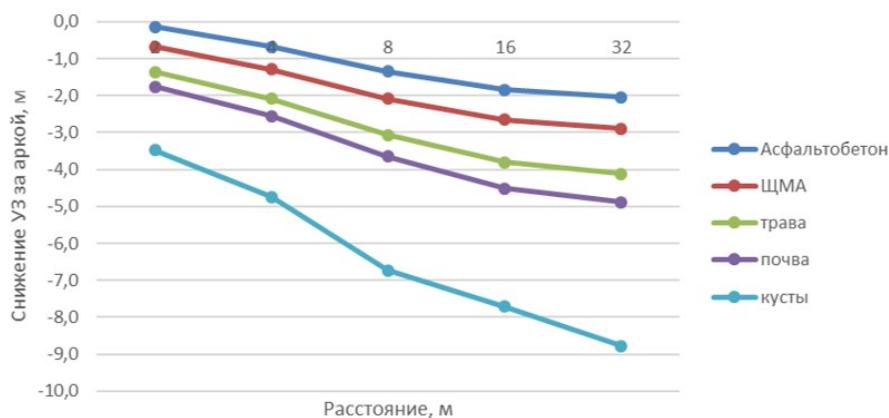


Рис. 2. Снижение уровней шума во дворе при разном покрытии территории

Анализ влияния параметров зданий показывает, что снижение уровней шума в П-образном или Ш-образном дворе практически постоянно на всей территории двора за счет квазидиффузного характера звукового поля, образованного в нем. Увеличение длины перпендикулярных дороге частей П-образного здания в два раза влечет снижение уровней звука на 2,5 дБА, увеличение длины перпендикулярного Г-образного здания свыше удвоенной длины параллельного здания не дает дополнительного вклада в снижение уровней шума. При увеличении размеров двора-колодца вдвое уровни шума снижаются на 3 дБА. Затухание за П-образным зданием выше, чем за протяженным в результате наличия экранирования источников шума боковыми частями здания. Затухание за Г-образным зданием меньше, чем за протяженным зданием, а также за П-образным зданием (рис. 3).

Анализ влияния высоты зданий показывает, что изменение высоты здания свыше 10 м не оказывает значительного влияния на уровни шума за зданием. Данный вывод подтверждает рекомендацию Директивы END о том, что при отсутствии информации о высотах здания допускается принимать их равными 8 м. Объекты высотой менее 2 м не оказывают значительного влияния на экранирование шума, поэтому их учитывать в расчете нецелесообразно.

Влияние проема или арки распространяется на небольшие расстояния, определяемые размером тени, т.е. треть квадрата их длины. На малых расстояниях от проема или арки, меньших половины их длины, отсутствует снижение уровней шума, что обусловлено переотражением шума между образующими проем зданиями. При увеличении размера бокового проема снижение уровней шума за ним уменьшается, начиная с длины в 20 м дополнительное снижение за проемом неизменно и составляет порядка 6 дБА.

Для проверки корректности разработанных математических моделей и предлагаемых расчетных формул проводились измерения уровней шума в жилой застройке. Анализ результатов расчетов и измерений показывает, что отклонение результатов расчета по разработанным расчетным формулам от результатов измерений составляет 1-3 дБА, что с учетом погрешности измерений до 1,5 дБА дает хорошую сходимость.

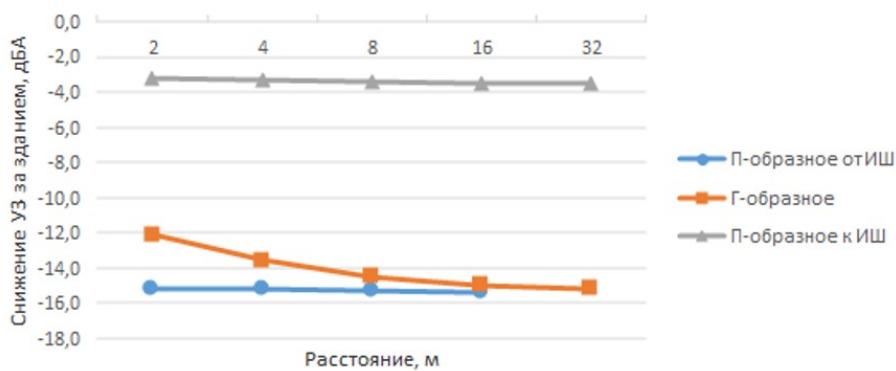


Рис. 3. Снижение уровней шума за различными зданиями

#### 4. Рекомендации по размещению зданий в целях снижения шума

Анализ результатов измерений и расчетов позволяет выработать следующие рекомендации, позволяющие снизить шум в застройке:

- следует максимально использовать шумозащитные типы застройки (П-, Ш-образные здания, отвернутые от источника шума), что обеспечивает снижение УЗ на величину до 16-18 дБА;
- следует избегать наличия проемов в виде арки в зданиях, расположенных параллельно источнику шума, образующих замкнутые и полузамкнутые дворы;
- для проезда на территорию дворов рекомендуется использовать боковые проемы, т.е. в объезд первого фронта застройки;
- закрытые дворы следует максимально озеленять, что обеспечивает снижение УЗ на величину до 2-6 дБА;
- фасады зданий следует выполнять из звукопоглощающих материалов либо с наличием значительного количества выступающих элементов (эркеров, балконов), что способствует снижению УЗ за зданием на величину до 4-10 дБА;
- застройка должна быть максимально плотной с минимальными разрывами между зданиями;
- увеличение высоты здания свыше 10 м не дает значительного вклада в снижение уровней шума за зданием;
- за точечными низкими зданиями (сельская застройка) снижение шума практически отсутствует, поэтому их нельзя рассматривать как экранирующие объекты, снижающие размер зоны санитарного разрыва и экранирующие дальние эшелоны застройки;
- снижение уровней шума элементами городской застройки ограничено и в большинстве случаев не превышает 25 дБА, следовательно, мероприятия по снижению шума элементами застройки следует комбинировать с мероприятиями по снижению шума в источнике и на пути его распространения.

#### Заключение

Шум транспорта является одним из основных факторов воздействия на население. При территориальном планировании муниципальных образований их территория зонируется с учетом зон акустического дискомфорта, создаваемых транспортными потоками. При проектировании жилой застройки рекомендуется использовать приемы шумозащитного размещения застройки, эффективность которых необходимо подтвердить акустическим расчетом.

Основной проблемой при оценке снижения звука в застройке является оценка распространения шума в жилой застройке при наличии дифракции, т.к. разница расчетного и измеренного уровней может достигать величины 10 дБА. Для оценки дифракции за зданиями сложной формы предлагается подход, основанный на разработке расчетных схем и математических моделей распространения шума. В основу математических моделей для расчетных формул положена теория оценки затухания шума в застройке, базирующаяся на статистической геометрической теории акустики, разработанной З. Маекавой и Н.И. Ивановым. Метод позволяет оценить снижение шума в результате его дифракции с высокой точностью.

При помощи расчетных формул был произведен анализ факторов, влияющих на распространение шума в застройке, который позволил оценить степень влияния на затухание шума геометрических параметров зданий и разрывов между ними, звукопоглощения территории и фасадов зданий, что позволило выработать рекомендации по такому размещению зданий, которое бы позволило снизить шум в жилой застройке.

## Список литературы

1. Towards a Comprehensive Noise Strategy, Policy Department Economic and Scientific Policy. Environment, Public, Health and Food Safety. – 2012. – 82 с.
2. СП 31-107-2004 Архитектурно-планировочные решения многоквартирных жилых зданий
3. ГОСТ 31295.2-2005/ ISO 9613-2:1996. Шум. Затухание звука при распространении на местности. Часть 2. Общий метод расчета
4. Keunhwa Lee and Woojae Seong, “Time-domain Kirchhoff model for acoustic scattering from an impedance polygon facet”, JASA Express Letters, 6 2009.
5. Allan D. Pierce, “Acoustics: An Introduction to Its Physical Principles and Applications”, Acoustical Society of America, 1989.
6. Z. Maekawa, J. H. Rindel and P. Lord, Environmental and Architectural Acoustics. Second edition / Spon Press, 371 с., 2011.
7. Proposal for Nordtest method: Nord2000 - prediction of outdoor sound
8. ГОСТ Р 56234.3-2019/ISO/TR 17534-3:2015 Акустика. Программное обеспечение для расчетов уровней шума на местности. Часть 3. Рекомендации по обеспечению качества расчетов по ИСО 9613-2
9. Н.И. Иванов. Защита от шума и вибрации / Н. И. Иванов. – СПб: НИЦ АРТ, 2017. – 267 с.
10. Heinrich Kuttruff. Acoustics: An Introduction. Taylor & Francis, 2007.

## References

1. Towards a Comprehensive Noise Strategy, Policy Department Economic and Scientific Policy. Environment, Public, Health and Food Safety, 2012, 82 p.
2. SP 31-107-2004 Architectural and planning designs of apartment buildings
3. GOST 31295.2-2005/ISO 9613-2:1996. Acoustics - Attenuation of sound during propagation outdoors - Part 2: General method of calculation
4. Keunhwa Lee and Woojae Seong, “Time-domain Kirchhoff model for acoustic scattering from an impedance polygon facet”, JASA Express Letters, 6 2009.

5. Allan D. Pierce, “Acoustics: An Introduction to Its Physical Principles and Applications”, Acoustical Society of America, 1989.
6. Z. Maekawa, J. H. Rindel and P. Lord, Environmental and Architectural Acoustics. Second edition / Spon Press, 2011, 371 p.
7. Proposal for Nordtest method: Nord2000 - prediction of outdoor sound
8. GOST P 56234.3-2019/ISO/TR 17534-3:2015 Acoustics. Software for the calculation of sound outdoor. Part 3. Recommendations for quality assured implementation of ISO 9613-2
9. N.I. Ivanov. Zashchita ot shuma i vibratsii / N. I. Ivanov. – SPb: NITS ART, 2017. – 267 p.
10. Heinrich Kuttruff. Acoustics: An Introduction. Taylor & Francis, 2007.

УДК: 331.451; 628.517.2

OECD: 01.03.AA

## Высокочастотный шум и особенности его снижения средствами индивидуальной защиты

Васильева В.К.<sup>1\*</sup>, Храмов А.В.<sup>2</sup>, Мышинский Э.Л.<sup>3</sup>, Тюрина Н.В.<sup>4</sup>

<sup>1</sup> Ассистент, <sup>2</sup> Д.м.н., профессор, <sup>4</sup> Д.т.н., профессор

<sup>1,2,4</sup> Кафедра «Экология и производственная безопасность», Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ»

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

<sup>3</sup> Д.т.н., главный научный сотрудник, ФГУП «Крыловский государственный научный центр», г. Санкт-Петербург, РФ

### Аннотация

В современном мире применение высокочастотного звука оценено как важная составляющая машиностроительных производств, металлообрабатывающих и металлорежущих установок, также применение его в медицине и косметологии, в бытовых и хозяйственных сферах. Но, несмотря на всю пользу, система охраны труда должна учитывать его воздействие на человека, так как уровень восприятия и чувствительности высоких и низких частот – индивидуален. Так же индивидуально и строение органа слуха, в частности слухового прохода, которое и влияет на восприятие шума различных частот.

Задача авторов - рассмотреть существующие, наиболее распространенные средства индивидуальной защиты органа слуха от высокочастотного шума, так как он, в отличие от низкочастотного, активирует отделы вегетативной нервной системы, отвечающие за стресс и тем самым нанося вред организму человека.

**Ключевые слова:** высокочастотный шум, наушники, вкладыши (беруши), слуховой проход, орган слуха, средства индивидуальной защиты.

### *High-frequency noise and features of its reduction by personal protective equipment*

Vasilyeva V.K.<sup>1\*</sup>, Khrarov A.V.<sup>2</sup>, Myshinsky E.L.<sup>3</sup>, Tyurina N.V.<sup>4</sup>

<sup>1</sup> Assistant, <sup>2,4</sup> DSc, professor

<sup>1,2,4</sup> The department of Ecology and Industrial Safety, Baltic State Technical University

‘VOENMEH’ named after D.F. Ustinov, St. Petersburg, Russia

<sup>3</sup> DSc, chief researcher, Federal State Unitary Enterprise ‘State Scientific Center Krylovsky’, St. Petersburg, Russia

### Abstract

In the modern world, the use of high-frequency sound is evaluated as an important component of the machinery production, metalworking and metal-cutting installations, as well as its use in medicine and cosmetology, in household and economic spheres. However, despite all the benefits, the labor protection system must take into account its impact on a person, since the level of perception and sensitivity of high and low frequencies is individual. The structure of the hearing organ, in particular the ear canal, is also individual, which affects the perception of noise of various frequencies.

The objective of the authors is to consider the existing, most common means of individual protection of the hearing organ from high-frequency noise, because contrary to low-frequency noise, it activates the parts of the autonomic nervous system responsible for stress and thereby harming the human body.

\*E-mail: viktoria1107568@mail.ru (Васильева В.К.)

**Keywords:** high-frequency noise, ultrasound, headphones, earplugs, ear canal, hearing organ, personal protection equipment.

## Введение

По данным Всемирной организации здравоохранения (ВОЗ), около 24% болезней людей в современном мире развивается в результате воздействия на человека окружающей среды. Постоянный рост загрязнения окружающей среды является причиной эволюции многих заболеваний, что весьма наглядно оценивается, например, при прочтении учебника по внутренним болезням 80-летней давности[1].

В том числе и производственный шум, оказывающий негативное влияние на производительность труда и приводящий к повышению уровня травмоопасности при работах на предприятии[2,3]. Такой эффект может наблюдаться и при относительно умеренном шумовом воздействии (65-70 дБ), а с повышением интенсивности шума частота негативных последствий возрастает. Однако если зависимость отрицательных последствий шумового воздействия от его интенсивности хорошо изучена, то значение индивидуальных особенностей организма работника требует дальнейшего исследования. Один человек спокойно реагирует на повышенный шумовой фон, а у другого развиваются психические аффекты. Ограничения при приеме на работу в условиях повышенного шума в настоящее время касаются лиц с рядом заболеваний органов слуха и вестибулярными расстройствами (Приказ Минздравсоцразвития РФ от 12.04.11 г. N 302н), то есть в основном направлены на профилактику профессиональной тугоухости. При профотборе задействованы врачи-специалисты и методики, которые позволяют выявить у потенциальных работников только нарушения слуха. При этом полезно было бы изучить и другие реакции организма на шум.

### 1. Диапазоны частотного спектра

В современной науке шумы подразделяются на низкочастотные, среднечастотные и высокочастотные[4,5].

Звуки с частотой меньше 16 Гц называются неслышимым шумом или инфразвуком. Такие колебания могут вызывать вибрацию внутренних органов из-за резонанса частот собственного бieniaя. Низкие частоты влияют на самочувствие, усиливают головные боли, что может повлиять на работоспособность. Известными источниками низкочастотного шума являются, например, автомобильный транспорт, железнодорожный транспорт, землетрясения, гром, машиностроительные предприятия и другие.

Звуки с частотой выше 20 КГц могут способствовать нагреву среды, в которой они распространяются. Сила нагрева зависит от мощности сигнала и свойств источника такого шума. Примерами высокочастотных колебаний являются вентиляционные системы, изношенные вращающиеся системы, с нарушением центровки или дефектами, системы в которых преобладают высокие скорости движения и оборотов и другие.

Вибрация, ультразвук и шум имеют одинаковое происхождение; их источниками являются колебания в газообразных средах, твердых телах и жидкости.

Шум по частотной характеристике подразделяется на:

Низкочастотный – от 20 до 250 Гц;

Среднечастотный – от 250 до 4000 Гц (в некоторых источниках 5 кГц);

Высокочастотный – от 4000 до 20 000 Гц[6].

Важное значение в оценке гигиены труда и безопасности имеет определение частотного спектра шума. Известно, что низкочастотный шум легче проникает через различные барьеры, и работник не может быть надежно защищен от него экранированием, что особенно эффективно в борьбе с распространением высокочастотного шума. Высокочастотный шум создает нагрузку не только на орган слуха, но и косвенно воздействует на центральную (нервную) систему, воспринимающую информацию из внешнего мира.

Рассмотрим подробнее пути воздействия.

## 2. Анатомические варианты слухового прохода

Звуковые волны на частотах от 16 до 20 000 Гц при соответствующей интенсивности являются раздражителями органов слуха. Функционально орган слуха состоит из звукопроводящего и из звуковоспринимающего аппарата. Под воздействием звука в этих органах, кроме звуковых ощущений, могут возникнуть различные функциональные изменения.

### 2.1. Строение органа слуха

Анатомически ухо состоит из трех частей: Наружное, среднее и внутреннее ухо. Рассмотрим в данной статье «звукопроводящий аппарат» органа слуха (рис. 1). Анатомически он включает ушную раковину и примыкающий к ней наружный слуховой проход S-образной формы. Границей между наружным и средним ухом служит барабанная перепонка – кожаная эластичная мембрана, втянутая рукояткой «молоточка» (одна из слуховых косточек) в сторону среднего уха, что придает ей воронкообразную форму[7,8].

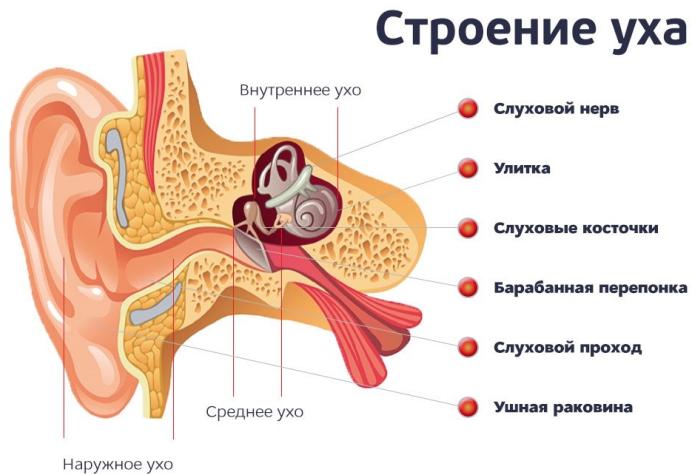


Рис. 1. Строение человеческого уха [9]

Среднее ухо представляет собой заполненную воздухом и содержащую слуховые косточки полость, соединяющуюся с помощью слуховой (евстахиевой) трубы с носоглоткой, благодаря чему разность давлений по обе стороны барабанной перепонки компенсируется. В то время, как рукоятка молоточка срослась с барабанной перепонкой, головка молоточка шарнирно связана с «наковальней» (еще одна слуховая косточка), а чечевицеобразный отросток наковальни соединен со «стременем» (овальное окно) во внутреннем ухе[10].

## 2.2. Преобразование частот

Собственная частота воздушного столба в наружном слуховом проходе 2-4 кГц, благодаря чему в этом диапазоне частот из-за резонанса усиливаются все звуковые колебания. В результате попадания звуковых волн на барабанную перепонку она колеблется как единая жесткая поверхность вокруг оси вращения, расположенной в районе ее верхней кромки. Движение барабанной перепонки передается сросшимся с ней молоточком через наковальню на стремя. Основание стремени, которое входит в овальное окно, колеблется вокруг оси вращения, расположенной у задней кромки овального окна. Соотношение площади барабанной перепонки ( $55 \text{ мм}^2$ ) и основания стремени ( $3,5 \text{ мм}^2$ ), а также длинные рычажки слуховых косточек обусловливают 22-кратное усиление звукового давления. Оптимальный коэффициент преобразования, с учетом собственной частоты среднего уха, отмечается на 1-2 кГц. Из-за движения основания стремени в жидкости вестибулярной полости образуются бегущие волны: при каждом движении основания внутрь, благодаря несжимаемости жидкости, мембрана в круглом окне барабанной полости прогибается в сторону среднего уха. Скорость волн зависит от эластичности базилярной мембранны, повышающейся от основания к вершине улитки. Соответственно скорость и длина волны уменьшаются к вершине. Затем при достижении волнами определенной длины следует передача энергии колебаний на мембрану Рейснера и на базилярную мембранны. Чем ниже частота возбуждения и чем больше длина волны, тем на большем расстоянии от овального окна амплитуда колебаний будет максимальной. При низкой звуковой частоте максимум прогиба базилярной мембранны находится ближе к вершине улитки, при высокой частоте – ближе к основанию. Восприятие громкости звука зависит от числа изменений потенциала в единицу времени и от количества возбужденных клеток, а восприятие частоты – от образования концентраций возбуждения в определенных волокнах.

## 2.3. Синдром суженного слухового прохода и усиление звукового сигнала

Наружный слуховой проход представляет собой S-образную трубку длиной примерно 3 см и диаметром 0,7 - 1,0 см, которая снаружи открывается слуховым отверстием и отделяется от полости среднего уха барабанной перепонкой. Самый узкий участок наружного слухового прохода, перешеек (рис. 2) (диаметр которого составляет 1,5 мм, тогда как диаметр ее открытого отверстия в барабанной полости составляет 3 - 6 мм), соответствует стыку хрящевой и костной частей. Передненижняя стенка канала слегка длиннее, чем задневерхняя, поэтому между передней стенкой канала и барабанной перепонкой образуется острый угол.

Под сужением слухового канала следует понимать состояние, при котором просвет слухового канала сужается в результате разрастания мягких или костных тканей. Наружное ухо и слуховой проход (вместе с ушной раковиной) можно представить в виде резонатора типа трубы. Так как звуковой сигнал поступает в наружный слуховой проход, в котором происходит усиление сигнала, обусловленное собственным резонансом стенок наружного слухового прохода, то в трубе сложной геометрической формы усиление восприятия звукового сигнала предсказуемо[11].



Рис. 2. Строение человеческого уха [9]

### 3. Изменения в нервной системе под действием высокочастотного шума

Давно известно, что волокна слуховых нервов достигают центральных областей продолговатого мозга, откуда раздражение передается далее. Эти ключевые области, располагаясь совместно с центрами, управляющими мускулами век, дыханием, кровообращением, координируют свои реакции так, что изолированные раздражения одного органа (например уха) будут сопровождаться комплексной реакцией. Пример типичной реакции на неожиданное звуковое раздражение: человек съеживается, поворачивает голову, закрывает глаза, сначала задерживая дыхание, затем учащая его. Еще большее значение имеют реакции, протекающие с пониженной возбудимостью, длительность которых, как правило, больше, чем время действия раздражающего сигнала, и медленно затухающие[12].

Роль вегетативной нервной системы (далее ВНС) – постоянное регулирование функций органов и систем органов, в соответствии с реакциями на внутренние и внешние раздражители. ВНС помогает поддерживать регуляцию внутренней среды путем координации различных функций, таких как секреция гормонов, пищеварение, кровообращение, выделения и дыхание. ВНС ежесекундно функционирует бессознательно, мы и не представляем, какую из важных задач она выполняет беспрерывно каждый день.

ВНС делится на две подсистемы, симпатическая нервная система (СНС) и парасимпатическая нервная система (ПНС).

Симпатическая нервная система (СНС) – обеспечивает то, что обычно известно, как «борьба или бегство»:

- расширение бронхов;
- повышение артериального давления;
- расширение зрачков;
- увеличение частоты сердечных сокращений;
- ослабление перистальтики.

Парасимпатическая нервная система (ПНС) – иногда называют как система «отдыха и усвоения». В общем, ПНС действует в противоположном направлении к СНС, ликвидируя последствия ответной реакции «борьбы или бегства». Тем не менее, более

правильно сказать, что СНС и ПНС дополняют друг друга.

- усиление перистальтики;
- снижение частоты сердечных сокращений;
- снижение потоотделения;
- сужение зрачка;
- снижение артериального давления (снижение числа сокращений сердца).

Ранее проведенные исследования показали [13], что воздействие высокочастотного шума ( $>4$  кГц) на человека активирует парасимпатическую систему. То есть, громкий звук высокой частоты провоцирует пассивную реакцию «замереть и съежиться». В этом случае происходит уменьшение объема протекающей крови, а также снижение температуры кожи, в частности в конечностях человека, объясняющееся сужением артериальных сосудов в системе кровообращения в результате воздействия звукового раздражителя с преобладающими высокими частотами. Возрастная разница отклика нервной системы на звуковой сигнал заключается в том, что у детей и молодежи реакция менее выражена по силе и частоте, чем у взрослых. Также реакция зависит от образа жизни, наличия вредных привычек, экологической обстановки в регионе и наследственности.

#### **4. Средства индивидуальной защиты от высокочастотных сигналов**

В качестве средств индивидуальной защиты (далее – СИЗ) для органа слуха можно применять вкладыши, наушники, шлемы (каски) и костюмы. Рассмотрим подробнее вкладыши и шумозащитные наушники.

##### **4.1. Вкладыши или беруши**

Основными характеристиками этого СИЗ являются: быстрое и максимальное принятие формы наружного слухового прохода, а также равномерное распределение давления внутри ушного канала. Беруши (рис.3) считаются предпочтительными для маленького и среднего ушного канала.



*Рис. 3. Вкладыши (беруши)[14]*

Для эффективного использования противошумного вкладыша важно правильно вставить его в ушной канал, приподняв ухо для выравнивания ушного канала, предварительно тую скрутив (чистыми руками) до состояния тугого жгута. Беруши подразделяются на одноразовые и многоразовые. Вторые могут выполнены индивидуально под строение ушного канала, благодаря этому можно повысить их эффективность. Одноразовые вкладыши часто выполнены из губчатого полиуретана, который нельзя мыть, так как при смачивании он теряет свое свойство упругости и эластичности.

По поглощению шума вкладыши подразделяются на две группы А и Б. Минимальные значения приведены в таблице 1[15].

Таблица 1

Значения минимального поглощения для вкладышей при испытаниях. Группы (А, Б)

Группы вкладыша	Значение минимального поглощения шума для вкладышей $(M_f - s_f)^*$ , дБ, на частоте, Гц						
	125	250	500	1000	2000	4000	8000
А	5	8	10	12	12	12	12
Б	-	5	7	9	9	9	9

\* $M_f$  - среднее значение поглощения шума;

$s_f$  - стандартные отклонения в соответствии с ГОСТ Р 12.4.211.

Потребность в применении берушей возникает, когда уровень шума превышает пороговое значение в 85 дБ. На производстве громкость работающего оборудования варьируется от 85 дБ до 100 дБ, а в некоторых случаях достигает 115 дБ и выше (как, например, при пескоструйной обработке). Для сравнения: двигатель реактивного самолета воспроизводит звук громкостью 140 дБ. Использование вкладышей является практически повсеместной производственной необходимостью. Однако, существует очень важный нюанс: эффективность использования берушей значительно снижается, если они не применяются на протяжении всего времени пребывания человека в зоне шумового воздействия. Так, 2 часа рабочей смены без вкладышей сводят к нулю их реальную защиту, попросту говоря, в течение этого периода слуховой аппарат получает весь объем негативного воздействия.

#### 4.2. Противошумные наушники

Все типы наушников можно разделить на четыре категории: полноразмерные наушники, накладные наушники, наушники-вкладыши и внутриканальные наушники (рис.4).



Рис. 4. Категории наушников: а – полноразмерные; б - накладные; в - вкладыши; г - внутриканальные

Полноразмерные наушники (рис. 4 а) имеют оголовье, соединенное с шумозащитной чашей, имеющую уплотнительную амбушюру. Зачастую оголовье

выполнено из пластиковых материалов или композитов. Уплотнительные кольца, плотно прилегающие к ушной раковине и височной кости, состоят из пористых материалов (иногда заполнены жидкостью). Обеспечивают максимальную изоляцию органа слуха от источника шума. Такие наушники могут являться как пассивным, так и активным шумозащитным средством. По поглощению шума наушники подразделяются на две группы А и Б. Минимальные значения приведены в таблице 2[15].

Таблица 2

Значения минимального поглощения для наушников при испытаниях. Группы (А, Б)

Группы наушников	Значение минимального поглощения шума $(M_f - s_f)^*$ , дБ, на частоте, Гц						
	125	250	500	1000	2000	4000	8000
А	5	8	10	12	12	12	12
Б	-	5	7	9	9	9	9

\*  $M_f$  - среднее значение поглощения шума;

$s_f$  - стандартные отклонения в соответствии с ISO 4869-1.

Накладные наушники (рис. 4 б) так же, как и полноразмерные имеют оголовье и шумозащитные чаши. Разница заключается в отсутствии уплотнительных колец, что позволяет шуму проникать в слуховой проход на большем участке спектра.

Наушники-вкладыши (рис. 4 в) или «вакуумные» по принципу действия похожи на СИЗ вкладыши (беруши). Маленькие амбушюры выполнены из силикона и благодаря этому «плотно» заполняют геометрию слухового канала, что не позволяет постороннему шуму проникать к барабанной перепонке. В комплекте стандартно идет несколько вариантов размера амбушюры, что позволяет подобрать наиболее подходящий, удобный и эффективный вариант.

Авторами [16] представлена такая разновидность вкладышей, как модель EAR. Результатами проведенных лабораторных исследований эффективности противошумных наушников (рассмотренных выше) в сравнении со вкладышами EAR доказана более высокая эффективность наушников на средних и высоких частотах 2000 Гц - 8000 Гц. Однако испытуемыми отмечено удобство и гигиеничность использования вкладышей EAR.

Но нельзя также исключить прямое воздействие берушей и некоторых наушников на вегетативную нервную систему человека. Возле слухового прохода залегает большой каменистый нерв (п. Petrosus), раздражение которого приводит, например, к кашлю.

Внутриканальные наушники (рис. 4 г), в отличие от вакуумных, размещаются неглубоко относительно слухового прохода так как не имеют уплотнительных амбушюров. Посторонний шум легко проникает к барабанной перепонке. Из-за жесткости динамика наушники могут вызвать дискомфорт в наружном и среднем ухе, а при длительном использовании и головную боль. Также известно, что внутриканальные наушники аудиоплееров увеличивают риск развития отомикоза (ушного грибка). [17, 18] Однако, по мнению авторов необходимо уточнить возможную роль данных СИЗ в развитии этой болезни.

## Заключение

В охране труда в качестве средств индивидуальной защиты органов слуха от высокочастотного шума используются внутриканальные вкладыши (беруши), внутриканальные наушники и полноразмерные наушники с оголовьем. При этом

остаются невыясненными некоторые важные механизмы, определяющие конкретные показания и противопоказания к применению различных СИЗ.

Проведенный авторами анализ имеющихся в литературе результатов исследований показал, что проблема использования средств индивидуальной защиты от высокочастотного шума требует дальнейшего изучения, так как гигиеничность и возможные побочные эффекты применения различных СИЗ изучены не до конца. Требуют также уточнения индивидуальных анатомических особенностей наружного слухового прохода при назначении и выборе средств индивидуальной защиты. Кроме того, важным в настоящий момент является исследование новых материалов и систем с возможностью применения их в производстве более эффективных наушников или вкладышей. Решение проблемы защиты от высокочастотного шума может решаться только на стыке инженерной акустики, физиологии и охраны труда.

## Список литературы

1. Лурия Р.А. // Учебник внутренних болезней // Учебник, М.: Биомедгиз – 1937. С. 494.
2. Карпов Б.Д., Ковшило В.Е. // Справочник по Гигиене труда // Изд. «Медицина», Л.: – 1979. с. 5-6.
3. Балакина Н.А., Балакин А.И. // Оценка экономической эффективности мероприятий по борьбе с производственным шумом // Бюллетень науки и практики Т.6, №3, – 2020. с. 289-294.
4. Иванов Н.И., Шашурина А.Е. // Защита от шума и вибрации // Учебное пособие, СПб: Печатный цех, – 2019. с. 32-34
5. Тупов В.Б. // Факторы физического ТЭС на окружающую среду // Учебное пособие, Москва: Издательский дом «МЭЙ», – 2012. с. 21-22.
6. Иванов Н.И., Шашурина А.Е. // Спектральные и временные характеристики шума // В кн. Иванов Н.И. «Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом», Санкт-Петербург: Печатный Цех, – 2019. с. 30-32.
7. Королева И. В., Пудов В. И., Клячко Д. С., Левин С. В., Левина Е. А., и др. // Настройка процессора кохлеарного имплантата у особых групп пациентов // Пособие для врачей, Санкт-Петербург, Полифорум Групп, – 2019. с. 13-15.
8. Левина Е.А. // Сенсоневральная тугоухость – общие принципы медикаментозного подхода // Consilium Medicum, №15 (11), – 2013. с. 64-71.
9. Netsluha.ru // Дальневосточный портал о слухе, 29 сентября 2020, [Электронный ресурс] – Режим доступа – URL: <https://netsluha.ru/o-sluhe/kak-ustroen-chelovecheskiy-sluh>, (дата обращения 20.09.2020).
10. Heckl M., Muller H.A. // Teaschenbuch der technischen akustik // Справочник по технической акустике: Пер. с нем./Под ред. М. Хекла и Х.А. Мюллера. – Л.:1980. – с. 77-80.
11. Лопатина Л.А., Бараева Л.М., Матвиенко О.Н. // Изучение морфологических элементов ушной раковины // МЦНП «Новая наука», Актуальные вопросы современной науки и образования, – 2019. с. 376-379.
12. Heckl M., Muller H.A. // Teaschenbuch der technischen akustik // Справочник по технической акустике: Пер. с нем./Под ред. М. Хекла и Х.А. Мюллера. – Л.:1980. – с. 82-86.
13. Ксенофонтова В.К., Левин С.В., Левина Е.А., Храмов А.В. // Влияние высокочастотного шума (4000Гц) на показатели вариабельности сердечного ритма //

Труды конференции «Молодежь. Техника. Космос.», Библиотека журнала «Военмех. Вестник БГТУ» №50, – 2018. с. 151-153.

14. Сайт «3М. Наука, Воплощенная в жизнь», 10 октября 2020, [Электронный ресурс] – Режим доступа – URL: <https://3m-shop.ru/>, (дата обращения 10.10.2020).

15. ГОСТ Р 12.4.255-2011 (ЕН 13819-1:2002) Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Средства индивидуальной защиты органа слуха. Общие технические требования. Механические методы испытаний.

16. Харитонов В.И. // Экспериментальное изучение эффективности противошумов для профилактики интенсивного шумового воздействия // Российский медико-биологический вестник имени академика И.П. Павлова, Т. 26, №4. – 2018. с. 484-492.

17. Храмов А.В., Петров С.К., Левин С.В., Левина Е.А. // Может ли длительное ношение наушников увеличить риск развития гиперакузии? // Noise theory and practice, Том 6, №1 (I, 2020), с. 60-65.

18. Pawlaczyk L., Dudarewicz A., Zaborowski K. // Noise Exposure and Hearing Status Among Call Center Operators // Noise and Health, № 20 (96), - 2018. pp. 178-189.

## References

1. Luria R.A. // Internal Medicine Textbook // Textbook, Moscow: Biomedgiz, – 1937. P. 494.
2. Karpov B.D., Kovshilo V.E. // Occupational Hygiene Handbook // Ed. "Medicine", Leningrad, – 1979. pp. 5-6.
3. Balakina N.A., Balakin A.I. // Evaluation of the economic efficiency of measures to combat industrial noise // Science and Practice Bulletin, Vol. 6, № 3, – 2020. pp. 289-294.
4. Ivanov N.I., Shashurin A.E. // Noise and vibration protection // Textbook, St. Petersburg: Pechatnyj cekh, – 2019. pp. 32-34
5. Tupov V.B. // Factors of physical TPP on the environment // Textbook, Moscow: Publishing house "MAY", – 2012. pp. 21-22.
6. Ivanov N.I., Shashurin A.E. // Spectral and temporal characteristics of noise // Engineering acoustics. Theory and practice of noise control, Saint Petersburg: Pechatnyj cekh, – 2019, pp. 30-32.
7. Koroleva I.V., Pudov V.I., Klyachko D.S., Levin S.V., Levin E.A., etc. // Cochlear Implant Processor Customization for Special Patient Groups // Handbook for doctors, Saint Petersburg, Polyforum Group, – 2019. pp. 13-15.
8. Levina E.A. // Sensorineural hearing loss-General principles of the drug approach // Consilium Medicum, №15 (11), – 2013. pp. 64-71.
9. Netsluha.ru // Far Eastern portal about hearing, September 29, 2020, [electronic resource] – Available at URL: <https://netsluha.ru/o-sluhe/kak-ustroen-chelovecheskiy-sluh>, (date of the application 2020-09-29).
10. Heckl M., Muller H.A. // Teaschenbuch der technischen akustik // Technical Acoustics Handbook: Translated from German Edited by M. Heckl and H.A. Müller. Leningrad: – 1980. pp. 77-80.
11. Lopatina L.A., Baraev, L.M., Matvienko O.N. // The study of morphological elements of the auricle // mtsnp "New science" Topical issues of modern science and education, – 2019. pp. 376-379.
12. Heckl M., Muller H.A. // Teaschenbuch der technischen akustik // Technical Acoustics Handbook: Translated from German Edited by M. Heckl and H.A. Müller. Leningrad: – 1980. pp. 82-86

13. Ksenofontova V.K., Levin S.V., Levina E.A., Khramov A.V. // Influence of high-frequency noise (4000Hz) on heart rate variability indicators // Proceedings of the conference "Molodezh. Tekhnika. Kosmos.", Library of the Voenmeh magazine. Bulletin of BSTU, № 50, – 2018. pp. 151-153.
14. Website "3M. Science, Embodied in life", October 10, 2020, [electronic resource] – Available at URL: <https://3m-shop.ru/>, (date of the application 2020-10-10).
15. GOST R 12.4.255-2011 (EN 13819-1:2002) Occupational safety standards system. Personal hearing protective equipment. General technical requirements. Mechanical test methods.
16. Kharitonov V.I. // Experimental study of the effectiveness of anti-noise for the prevention of intense noise exposure // Russian medical and biological bulletin named after academician I.P. Pavlova, Vol. 26, № 4, – 2018. pp. 484-492.
17. Khramov A.V., Petrov S.K., Levin V.S., Levina, E.A. // Can prolonged wearing of headphones increase the risk of hyperacusis? // Noise theory and practice, Vol. 6, № 1 (I, 2020), pp. 60-65.
18. Pawlaczyk L., Dudarewicz A., Zaborowski K. // Noise Exposure and Hearing Status Among Call Center Operators // Noise and Health, Vol. 20 (96), – 2018. pp. 178-189.

УДК: 534.833.522.4

OECD: 01.03.AA

## Снижение уровней шума в жилой застройке от инженерно-технологического оборудования предприятий

Светлов В.В.

Ведущий инженер-эксперт ГБУ «ЦЭИИС», г. Москва, РФ

### Аннотация

Показано, что инженерно-технологическое оборудование предприятий является источником повышенного шумового воздействия на территории прилегающей жилой застройки, что приводит к обоснованным жалобам населения. Рассмотрены два метода определения инженерно-технологического оборудования предприятия, оказывающего основной вклад на уровень шума в жилой застройке. Произведена классификация инженерно-технологического оборудования предприятий в зависимости от уровней звуковой мощности, присвоены классы шумности. Рассмотрены основные применяемые шумозащитные мероприятия, определены наименее изученные схемы их применения. Предложены пять расчетных схем, в которых произведено уточнение существующих методов расчета акустической эффективности. Даны рекомендации по снижению зоны акустического дискомфорта от стационарных источников шума.

**Ключевые слова:** шум инженерно-технологического оборудования, жилая застройка, источники шума, шумозащитные мероприятия.

### *Reducing noise from the enterprise process and utility systems in the residential development*

Svetlov V.V.

Chief engineer-expert, State Budgetary Institution of the city of Moscow ‘Center for Expertise, Research and Testing in Construction’, Moscow, Russia

### **Abstract**

*It is shown that the enterprise process and utility systems are a source of excessive noise impact on the territory of adjacent residential development, which leads to justified complaints from the population. Two methods for determining the enterprise process and utility systems that make the main contribution to the noise level in residential development are considered. Classification of the enterprise process and utility systems depending on sound power levels is made, noise classes are assigned. The main applied noise mitigation measures are considered, the least studied schemes of their application are defined. Five calculation schemes are proposed, in which the existing methods for calculating acoustic efficiency are refined. Recommendations for reducing the zone of acoustic discomfort from stationary noise sources are given.*

**Keywords:** noise from process and utility systems, residential development, noise sources, noise mitigation measures.

## Введение

Согласно [1] и [2] из многообразия факторов физического воздействия на население шум занимает лидирующее место. Уровни шума в жилой застройке, создаваемые работой инженерно-технологического оборудования предприятий (стационарных источников шума), являются причиной повышенных жалоб населения. Из числа наиболее часто встречающихся категорий источников шума (ИШ) можно выделить: вентиляционное оборудование, чиллеры, компрессорные установки, дизель-электростанции, градирни. Уровни звука от этих стационарных ИШ в близрасположенной жилой застройке могут достигать 60-65 дБА, что превышает допустимые уровни, установленные санитарными нормами, на 20-25 дБА для ночного времени суток[3].

В литературе известны практические решения по снижению шума в источнике возникновения (например, вентиляционных систем, компрессорных установок). Средства снижения шума от стационарных источников на пути распространения рассмотрены в малом объеме, в большинстве работ не описан порядок их применения и выбора основных параметров, влияющих на акустическую эффективность[4-7]. Общая для всех рассматриваемых ИШ мера защиты от шума на пути распространения, например, установка шумозащитных экранов или кожухов, недостаточно изучена.

Целью настоящей работы являлось обоснование технических решений, направленных на снижение акустического загрязнения от стационарных источников шума в жилой застройке.

### 1. Шум в жилой застройке от стационарных источников

В жилой застройке шумовое поле создается за счет комбинации работы различных стационарных источников шума предприятий. При анализе источников излучения доминирующие позиции занимают системы вентиляции и технологическое оборудование.

Результаты измерений уровней звукового давления (УЗД) в жилой застройке для некоторых предприятий с указанием работы наиболее типовых источников шума приводятся на рис. 1.

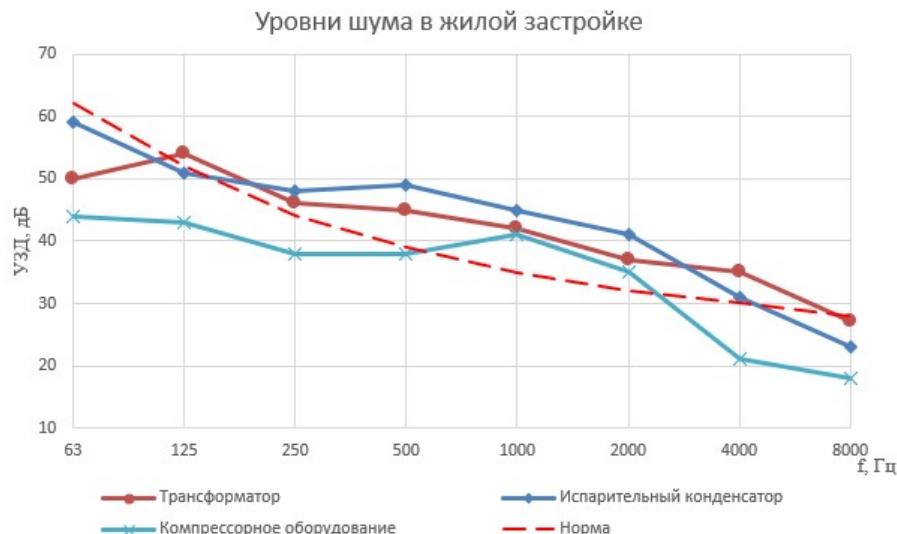


Рис. 1. Уровни шума в жилой застройке при работе инженерно-технологического оборудования предприятия

Из анализа данных рис. 1 можно сделать вывод, что УЗД в жилой застройке

от работы стационарных источников шума превышает предельно допустимые значения, установленные санитарными нормами на 1-22 дБ.

При исследовании шума в жилой застройке возникает задача поиска источников, вносящих наибольший вклад, которая может быть решена как путем поочередного выключения ИШ[8], так и более новым методом, основанным на узкополосном анализе уровней звукового давления, измеренных на прилегающей нормируемой территории и у наиболее шумных источников предприятия[9].

Метод, описанный в [9] обладает высокой точностью и позволяет решать задачу поиска основных источников, не останавливая или не нарушая технологические процессы даже для предприятий с большим числом ИШ.

## **2. Акустические характеристики и зона акустического дискомфорта стационарных источников шума**

Для наиболее распространенного инженерно-технологического оборудования предлагается провести анализ акустических характеристик и выполнить ранжирование в зависимости от шумности (по параметру – корректированный уровень звуковой мощности) на 10 категорий с шагом 5 дБА. Категория 1 устанавливалась для источников с корректированным уровнем звуковой мощности (УЗМ) до 70 дБА, категория 10 – свыше 110 дБА. Полученная классификация стационарных источников шума по категориям с указанием корректированных УЗМ источников представлена в таблице 1.

Таблица 1

Классификация стационарных источников шума по категориям

<b>№ п/п</b>	<b>Группа источников</b>	<b>Категория шумности</b>	<b>УЗМ, дБА</b>	<b>Примеры источников</b>
1	Производственная вентиляция	1 – 10	65 – 114	Вентиляторы серий: ВР 80-75, ВР 280-46, ВР 132-30 и ВКР
2	Аспирационные системы	4 – 10	81 – 119	Вентиляторы серий: ВЦ 5-35, ВЦ 5-45, ВЦ 5-50, ВЦ 6-20, ВР 12-26, ВЦП 7-40
3	Тягодутьевые машины	4 – 10	91 – 125	Вентиляторы серий: ДН-8 – ДН-15
4	Системы кондиционирования	2 – 5	70 – 90	Конденсаторы с мощностью от 11 кВт до 1165 кВт
5	Холодильные системы	4 – 6	80 – 95	Агрегаты с расходом воздуха от 52000 м <sup>3</sup> /ч до 252000 м <sup>3</sup> /ч
6	Производственные градирни	4 – 10	80 – 115	Устройства секционные с частотой вращения 750–1500 об/мин и диаметром вентилятора 500–2000 мм

Таблица 1 (Продолжение)

№ п/п	Группа источников	Категория шумности	УЗМ, дБА	Примеры источников
7	Компрессорное оборудование	1 – 6	66 – 94	Винтовые компрессоры с максимальным рабочим давлением 7,5 – 13 бар  Поршневые компрессоры с максимальным рабочим давлением 10 – 30 бар
8	Дизель-генераторные установки	5 – 7	85 – 99	Установки с мощностью от 7 кВт до 1016 кВт
9	Трансформаторное оборудование	1 – 5	59 – 89	Устройства с мощностью от 100 кВт до 25000 кВА

Согласно предложенной классификации, наиболее широкий диапазон категорий установлен для систем вентиляции, аспирационных систем, тягодутьевых машин и производственных градирен. К категории с самыми высокими УЗМ относятся тягодутьевые машины, к категории с низкими УЗМ – трансформаторное оборудование и системы кондиционирования.

Используя формулы [10] расчетным путем может быть установлена зона акустического дискомфорта на границе которой ожидается достижение нормативных значений на территории жилой застройки для ночного времени суток (40 дБА)[11]. Расчеты для ранее выделенных категорий источников шума приведены в таблице 2.

Таблица 2

Классификация и зона акустического дискомфорта от стационарных источников шума

Класс шум- ности	Наимено- вание класса	УЗМ источников, дБА	Зона акустического дискомфорта, м	Источники
I	Малошумные	до 70	25	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Вентиляция Категории 1;</li> <li>• ТП Категории 1;</li> <li>• Компрессорное оборудование Категории 1.</li> </ul>
II	Шумные	от 70 до 75	50	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Вентиляция Категории 2;</li> <li>• ТП Категории 2;</li> <li>• Системы кондиционирования Категории 2;</li> <li>• Компрессорное оборудование Категории 2.</li> </ul>

Таблица 2 (Продолжение)

<b>Класс шумности</b>	<b>Наименование класса</b>	<b>УЗМ источников, дБА</b>	<b>Зона акустического дискомфорта, м</b>	<b>Источники</b>
III	Повышенной шумности	от 75 до 80	100	<ul style="list-style-type: none"> <li>● Вентиляция Категории 3;</li> <li>● Системы кондиционирования Категории 3;</li> <li>● ТП Категории 3;</li> <li>● Компрессорное оборудование Категории 3.</li> </ul>
IV	Очень шумные	от 80 до 85	200	<ul style="list-style-type: none"> <li>● Вентиляция Категории 4;</li> <li>● Аспирационные системы Категории 4;</li> <li>● Тягодутьевые машины Категории 4;</li> <li>● Системы кондиционирования Категории 4;</li> <li>● Холодильные системы;</li> <li>● Производственные градирни Категории 4;</li> <li>● Компрессорное оборудование Категории 4;</li> <li>● ТП Категории 4.</li> </ul>
V	Сверхшумные	от 85 до 90	400	<ul style="list-style-type: none"> <li>● Вентиляция Категории 5;</li> <li>● Аспирационные системы Категории 5;</li> <li>● Тягодутьевые машины Категории 5;</li> <li>● Системы кондиционирования Категории 5;</li> <li>● Холодильные системы;</li> <li>● Производственные градирни Категории 5;</li> <li>● Компрессорное оборудование Категории 5.</li> <li>● ДГУ Категории 5;</li> <li>● ТП Категории 5.</li> </ul>

Таблица 2 (Продолжение)

Класс шумности	Наименование класса	УЗМ источников, дБА	Зона акустического дискомфорта, м	Источники
VI	Опасно шумные	свыше 90	800	<ul style="list-style-type: none"> <li>● Вентиляция Категории 6-10;</li> <li>● Аспирационные системы Категории 6-10;</li> <li>● Тягодутьевые машины Категории 6-10;</li> <li>● Холодильные системы Категории 6;</li> <li>● Производственные градирни Категории 6-10;</li> <li>● Компрессорное оборудование Категории 6. Категории 6;</li> <li>● ДГУ Категории 6-7.</li> </ul>

Все исследования стационарных ИШ в зависимости от корректированного УЗМ источника предлагаются разделить на 6 классов, которые определяют зону акустического дискомфорта:

- Класс I (малошумные), зона акустического дискомфорта 25 м, т.е. на этом расстоянии шум соответствует требованиям санитарных норм;
- Класс II (шумные), зона акустического дискомфорта 50 м, корректированные УЗМ от 70 до 75 дБА;
- Класс III (повышенной шумности), зона акустического дискомфорта 100 м, корректированные УЗМ от 75 до 80 дБА;
- Класс IV (очень шумные), зона акустического дискомфорта 200 м, корректированные УЗМ от 80 до 85 дБА;
- Класс V (сверхшумные), зона акустического дискомфорта 400 м, корректированные УЗМ от 85 до 90 дБА;
- Класс VI (опасно шумные), зона акустического дискомфорта 800 м, корректированные УЗМ выше 90 дБА.

### 3. Шумозащитные мероприятия

Наиболее эффективным решением проблемы ослабления шума является снижение в источнике образования (первичные меры). Дополнительные меры, применяемые на пути распространения шума (вторичные меры), могут оказаться менее удобными из-за их влияния на производственные задачи и процессы. Поэтому при оценке состояния средств и методов снижения шума, с точки зрения удобства реализации, главным приоритетом является ослабление излучения шума источником. К таким мероприятиям могут относиться:

- снижение частоты вращения движущихся частей оборудования (снижение УЗ до 16 дБА при уменьшении частоты вращения вентиляторов вдвое);
- изменение направленности излучения (снижение УЗ на 2 дБА при изменении направленности излучения ИШ с 0° до 45°, 5 дБА – с 0° до 90°);
- виброизоляция оборудования (снижение УЗ до 5 дБА);

- глушители шума (снижение УЗ от 13 до 20 дБА).

Наименее изученными в действующей нормативной документации [10,12] являются такие средства снижения шума как кожухи и технологические шумозащитные экраны (ШЭ).

В настоящей работе рассмотрены такие расчетные схемы, где ИШ расположены в специфических условиях полузамкнутого пространства, обусловленного наличием различных отражающих или частично поглощающих поверхностей. Основное допущение – образование в полузамкнутом условном объеме звукового поля, которое можно полагать квазидиффузным (по признаку изотропности). Корректность такого допущения была доказана в [13].

Такое звуковое поле образуется, когда ИШ располагается вблизи нескольких ограждающих поверхностей, совокупность которых и образует условный объем. Это характерно, когда ИШ закрывался ограждениями, к которым относятся так называемые технологические шумозащитные экраны (рисунок 2).

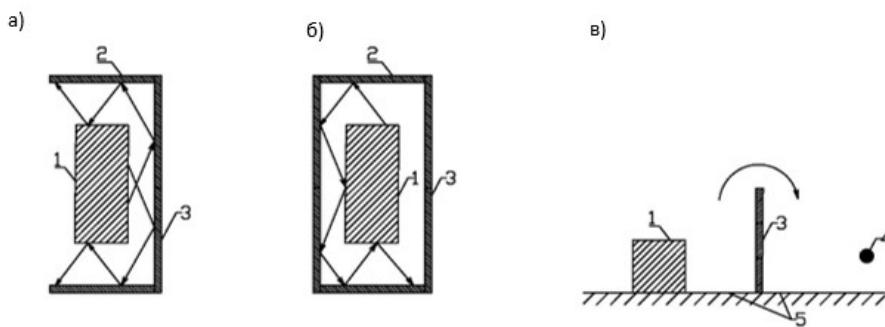


Рис. 2. Формируемые условные объемы технологических ШЭ

(а) и (б) – вид сверху; (в) – вид сбоку: 1 – ИШ, 2 – боковой ШЭ, 3 – фронтальный ШЭ, 4 – РТ, 5 – отражающая опорная поверхность, → – отраженный звук в объеме, ⌒ – дифракция звука на свободном ребре ШЭ

Предложено к рассмотрению 5 основных расчетных схем и формул для расчета эффективности шумозащитных мероприятий:

В схеме №1 звук дифрагирует через фронтальную часть ограждения и с учетом дивергенции попадает в РТ, расположенную в условиях свободного звукового поля. В схеме №2 звук дифрагирует через боковой отгон. В схеме №3 особенность прохождения звука в РТ обусловлена учетом высоты расположения ИШ и ограждающей конструкции, от которой звук распространяется в условиях свободного звукового поля. В схеме №4 ограждающая конструкция также расположена на высоте, но РТ расположена вблизи отражающих конструкций. В схеме №5 шумозащитный кожух можно представить как замкнутый объем, через ограждающие конструкции которого в окружающую среду распространяется акустическая энергия.

При выводе формул для расчета по данным схемам приняты допущения:

- поле внутри капота квазидиффузное;
- стенки капота изготовлены из однородных стальных листов с единообразным креплением к каркасу;
- на звукоизоляционную способность стенок кожуха влияют резонансные явления.

Результаты вывода формул для расчета эффективности шумозащитных мероприятий по предложенным схемам представлены в таблице 3.

Таблица 3

Расчетные схемы и формулы

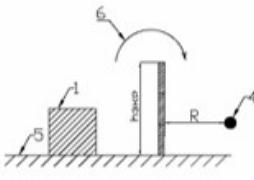
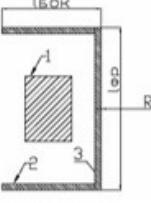
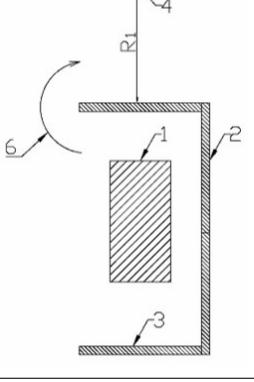
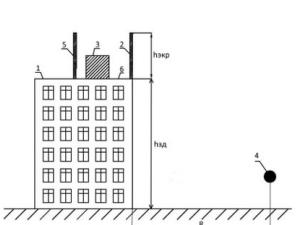
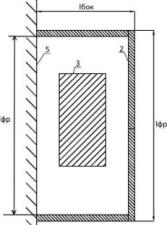
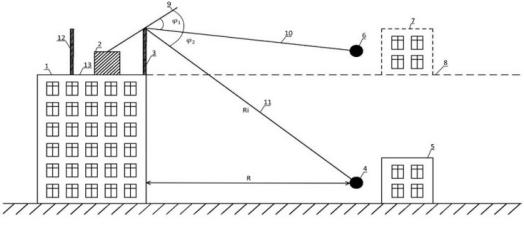
№ п/п	Расчетная схема	Обозначения на схеме	Формулы расчетов
1	 	1 – ИШ, 2 – боковой отгон, 3 – фронтальная часть, 4 – РТ, 5 – опорная поверхность между ИШ и ШЭ, 6 – дифракция звука.	$\Delta L_{PT} = L_{Wish} + +10 \lg [1 - \bar{\alpha}_{ob}] - -10 \lg \left[ \frac{h_{ob}}{\lambda} \right] - -\Pi D^{\Phi p} - -10 \lg [\Psi_{ob}] - -10 \lg \left[ \frac{A_{ob}}{A_0} \right] - -10 \lg \left[ \frac{R}{R_0} \right] + K_1 + K_2 - 7, \text{ dB}$
2		1 – ИШ, 2 – боковой отгон, 3 – фронтальная часть, 4 – РТ, 6 – дифракция звука.	$\Delta L_{PT} = L_{Wish} + +10 \lg [1 - \bar{\alpha}_{ob}] - -10 \lg \left[ \frac{l_{bok}}{\lambda} \right] - -\Pi D^{bok} - -10 \lg [\Psi_{ob}] - -10 \lg \left[ \frac{A_{ob}}{A_0} \right] - -10 \lg \left[ \frac{R_1}{R_0} \right] + K_3 + K_4 - 7, \text{ dB}$
3	  	1 – здание, 2 – ИШ, 3 – ШЭ, 4 – РТ, 5 – защищаемый объект, 6 – условная РТ для объекта, 7 – расположение на одной плоскости (8) с ШЭ, 9 – линия, соединяющая вершину ШЭ с ИШ, 10 – линия, соединяющая РТ (6) и вершину ШЭ, 11 – расстояние (линия) между вершиной ШЭ установленного на здании и РТ (4), $\varphi_1$ – угол между линией (9) и (11), $\varphi_2$ – угол между линией (9) и (10)	$\Delta L_{PT} = L_{Wish} + +10 \lg [1 - \bar{\alpha}_{ob}] - +10 \lg [1 - \bar{\alpha}_{ekp}] - -10 \lg \left[ \frac{h_{ekp}}{\lambda} \right] - -\Pi D^{\Phi p} - -10 \lg [\Psi_{ob}] - -10 \lg \left[ \frac{A_{ob}}{A_0} \right] - -10 \lg \left[ \frac{R_i}{R_0} \right] + K_5 + K_6 - 7, \text{ dB}$

Таблица 3 (Продолжение)

№ п/п	Расчетная схема	Обозначения на схеме	Формулы расчетов
4		1 – ИШ, 2 – боковой экран, 3 – фронтальный экран, 4 – РТ, 5 – отражающие звук ограждения.	$\Delta L_{PT} = L_{W_{\text{иш}}} +$ $+ 10 \lg [1 - \bar{\alpha}_{ob}] -$ $+ 10 \lg [1 - \bar{\alpha}_{ekp}] -$ $- 10 \lg \left[ \frac{h_{ekp}}{\lambda} \right] -$ $- \Pi D^{\Phi p} - 10 \lg [\Psi_{ob}] -$ $- 10 \lg \left[ \frac{A_{ob}}{A_0} \right] -$ $- 10 \lg \left[ \frac{R_t}{R_0} \right] -$ $- 10 \lg \left[ \frac{A_{ob}}{A_0} \right] +$ $+ 10 \lg \left[ \arctg \frac{l_{\Phi p}}{2h_{ekp}} \right] +$ $+ K_5 + K_6 - 7, \text{ дБ}$
5		1 – ИШ, 2 – шумозащитный экран, 3 – фронтальный экран, 4 – РТ.	$\Delta L_{PT} = L_{W_{\text{иш}}} -$ $- 20 \lg (R) +$ $+ 10 \lg \left( \frac{\chi}{2\pi r^2} + \frac{4}{kB_{\text{кож}}} \right) - ЗИ +$ $+ 10 \lg (S) -$ $- 10 \lg (2\pi) - \Delta L_{\text{рез}}$

Обозначения в рассматриваемых формулах для представленных расчетных схем:  
 $\Delta L_{PT}$  - эффективность в расчетной точке (дБ);  $L_{W_{\text{иш}}}$  – уровень звуковой мощности источника шума (дБ);  $\bar{\alpha}_{ob}$  – средний коэффициент звукопоглощения в условном объеме, образованном опорной поверхностью, боковым и фронтальными экранами и свободными проемами условного объема;  $h_{ekp}$  – эффективная высота экрана (м);  $\lambda$  – длина волны (м);  $\Pi D$  – показатель дифракции (дБ);  $\Psi_{ob}$  – коэффициент, учитывающий нарушение диффузности в условном объеме;  $A_{ob}$  - эквивалентная площадь звукопоглощения объема ( $\text{м}^2$ );  $A_0 = 1 \text{ м}^2$ ;  $R$  – расстояние от ШЭ до РТ (м);  $R_0 = 1 \text{ м}$ ;  $K_1 = 10 \lg \left[ \arctg \frac{l_{\Phi p}}{h_{ekp}} \right]$ ,  $l_{\Phi p}$  – длина фронтальной части ШЭ (м);  $K_2 = 10 \lg \left[ \arctg \frac{l_{\Phi p}}{2R} \right]$ ,  $K_3 = 10 \lg \left[ \arctg \frac{h_{ekp}}{2l_{бок}} \right]$ ,  $l_{бок}$  – длина бокового отгона (м);  $K_4 = 10 \lg \left[ \arctg \frac{h_{ekp}}{2R_1} \right]$ ,  $R_1$  – расстояние от бокового отгона ШЭ до РТ (м);  $R_i$  – расстояние от верхней кромки ШЭ до РТ (м);  $K_5 = 10 \lg \left[ \arctg \frac{l_{\Phi p}}{2h_{ekp}} \right]$ ,  $K_6 = 10 \lg \left[ \arctg \frac{l_{\Phi p}}{2R_i} \right]$ ,  $\chi$  – коэффициент, учитывающий влияние ближнего поля;  $r$  – расстояние от источника шума до стенки кожуха (м);  $k$  – коэффициент, учитывающий нарушение диффузности звукового поля в объеме кожуха;  $B_{\text{кож}}$  – акустическая постоянная кожуха ( $\text{м}^2$ ); ЗИ – звукоизоляция стенок кожуха (дБ);  $S$  – площадь стенки кожуха, обращенной на РТ ( $\text{м}^2$ );  $\Delta L_{\text{рез}} = 67 + 30 \lg(h) - 20 \lg(S) - 20 \lg(\eta) - 10 \lg(f_{qn})$ ,  $h$  – толщина стенки кожуха (м);  $\eta$  – коэффициент потерь;  $f_{qn}$  – резонансная частота изгибных колебаний стенки кожуха (Гц).

Для рассматриваемых схем разработаны математические модели: акустическая эффективность ШЭ определяется его формой и расположением в пространстве,

акустическими свойствами условного объема, эффективной высотой, расположением расчетной точки, а также величиной дифракции звука на свободном ребре ШЭ. Для расчетной схемы №5 учтено влияние резонансных явлений в стенках на ослабление эффективности шумозащитного кожуха.

Результаты расчета по предложенным формулам для ШЭ дают сходимость с результатами натурных измерений до 3 дБ в нормируемом диапазоне октавных полос частот. Расчетная эффективность ШЭ по предложенными формулам достигает 24 дБА.

Отличие предложенных формул по схемам 1-4 от изложенных в действующей нормативной документации [10] и работах [4-7] состоит в уточнении расчета за счет учета свойств условного объема, образованном опорной поверхностью, боковым и фронтальными экранами и свободными проемами, учета наличия отражающих поверхностей, учета влияния боковых отгонов ШЭ, а также учета особенностей места установки ШЭ. Отличием предложенной формулы по схеме 5, является учет влияния резонансных явлений на стенки кожуха.

Уточнение в расчетах эффективности средств шумозащиты от инженерно-технологического оборудования, а также его классификация по уровню звуковой мощности позволяет рассмотреть различные схемы и варианты их реализации.

Согласно действующей нормативной документации, при рассмотрении возможности применения шумозащитных мероприятий следует отдавать предпочтение способам снижения шума в источнике возникновения. Следующим этапом, необходимо применять мероприятия на пути распространения шума от источника до защищаемого объекта. На последнем этапе должны рассматриваться мероприятия, направленные на снижение шума устанавливаемые непосредственно в жилой застройке. Рекомендации по применению средств шумозащиты в зависимости от класса источника шума представлены в таблице 4.

Таблица 4

Рекомендации по снижению зоны акустического дискомфорта от стационарных источников шума

Класс шумности	Наименование класса	УЗМ, дБА	Шумозащитные мероприятия
I	Малошумные	до 70	<ul style="list-style-type: none"> <li>● Не требуются</li> </ul>
II	Шумные	от 70 до 75	<ul style="list-style-type: none"> <li>● Изменение направленности</li> <li>● Виброизоляция и вибродемпфирование</li> <li>● Установка глушителей шума</li> <li>● Установка технологических шумозащитных экранов (только фронтальная часть)</li> </ul>
III	Повышенной шумности	от 75 до 80	<ul style="list-style-type: none"> <li>● Изменение направленности + виброизоляция или вибродемпфирование</li> <li>● Установка глушителей шума</li> <li>● Изменение частоты вращения</li> <li>● Установка технологических шумозащитных экранов (минимум с одним боковым отгоном)</li> </ul>

Таблица 4 (Продолжение)

Класс шумности	Наименование класса	УЗМ, дБА	Шумозащитные мероприятия
IV	Очень шумные	от 80 до 85	<ul style="list-style-type: none"> <li>● Изменение направленности + установка глушителей шума</li> <li>● Изменение направленности + изменение частоты вращения</li> <li>● Установка технологических шумозащитных экранов (с боковыми отгонами)</li> <li>● Изменение направленности + технологические шумозащитные экраны (с боковыми отгонами)</li> <li>● Шумозащитное остекление</li> <li>● Виброизоляция или вибродемпфирование + шумозащитное остекление</li> </ul>
V	Сверхшумные	от 85 до 90	<ul style="list-style-type: none"> <li>● Установка глушителей шума + установка технологических шумозащитных экранов (с боковыми отгонами)</li> <li>● Установка глушителей шума + шумозащитное остекление</li> <li>● Изменение частоты вращения + шумозащитное остекление</li> </ul>
VI	Опасно шумные	свыше 90	<ul style="list-style-type: none"> <li>● Возможность рассмотрения замены оборудования на малошумный аналог</li> <li>● Совокупность вышеперечисленных мероприятий</li> </ul>

## Заключение

Стационарные источники шума различного назначения могут заметно влиять на акустическое загрязнение окружающей среды.

Определены акустические характеристики основных стационарных ИШ: вентиляции, аспирационных систем, тягодутьевых машин, систем кондиционирования, холодильных систем, трансформаторов, дизель-генераторных установок. Корректированные уровни звуковой мощности лежат в широких пределах: от 59 до 125 дБА и в большинстве случаев эти ИШ при расположении около жилой застройки излучают шум, превышающий допустимые значения на расстояниях от 25 до 800 и более метров.

Для всех рассматриваемых ИШ определена зона акустического дискомфорта, предложена классификация исследованных стационарных ИШ в зависимости от класса шумности и зоны акустического дискомфорта.

Разработано 5 расчетных схем позволяющих уточнить существующие методы расчета эффективности шумозащитных мероприятий: П-образный в плане шумозащитный

экран; шумозащитный экран: расчет при условии распространения звука через фронтальную часть; П-образный в плане шумозащитный экран; шумозащитный экран: расчет при условии распространения звука через боковой отгон; замкнутый шумозащитный экран, установленный на кровле здания: распространение звука на малоэтажную жилую застройку, установленный на кровле здания: распространение звука во двор многоэтажной жилой застройки; шумозащитный кожух.

Для каждой из категорий стационарных источников шума приведены рекомендации по снижению зоны акустического дискомфорта до нормативных значений.

### Список литературы

1. Государственный доклад «О состоянии и об охране окружающей среды Российской Федерации в 2018 году». М.: Минприроды России; НПП «Кадастров», 2019. 844 с.
2. О состоянии санитарно-эпидемиологического благополучия населения в Российской Федерации в 2019 году: Государственный доклад. - М.: Федеральная служба по надзору в сфере защиты прав потребителей и благополучия человека, 2020.- 299 с.
3. Иванов Н.И., Светлов В.В., Шашурин А.Е. Снижение шума стационарных источников в жилой застройке технологическими шумозащитными экранами // Безопасность жизнедеятельности. – 2018. - № 6. – С. 16-22.
4. Шашурин, А. Е Снижение шума стационарного оборудования акустическими экранами / А. Е. Шашурин, Н. Г. Семёнов // Материалы Всероссийской конференции с международным участием, посвященной 50-летию первого полета человека в космос и 75-летию регулярных исследований ионосферы в России. – Томск: Томское университетское издательство, 2011. – С. 199-203.
5. Тупов В.Б. Снижение шума от энергетического оборудования: учеб. пособие для вузов. М.: Издательство МЭИ, 2005.
6. Иванов, Н. И. Акустические экраны для снижения шума в жилой застройке / Н. И. Иванов, Н. Г. Семёнов, Н. В. Тюрина // Приложение к журналу «Безопасность жизнедеятельности». 2012. – №4 – С. 1-24.
7. Калиниченко, М.В. Разработка шумозащитных мероприятий урбанизированной территории / М.В. Калиниченко // Вестник ТГУ. – 2013 -№3 – С. 875-878.
8. МУК 4.3.2194-07 «Контроль уровня шума на территории жилой застройки, в жилых и общественных зданиях».
9. V.V. Svetlov, V.A. Sannikov, Determination of the main source of external noise caused by the enterprise engineering and technological equipment in the residential development area // AKUSTIKA, VOLUME 32/ March 2019 - С. 50-53.
10. ГОСТ 31295.2-2005 (ИСО 9613-2:1996) «Шум. Затухание звука при распространении на местности. Часть 2. Общий метод расчета».
11. СН 2.2.4/2.1.8.562-96 Санитарные нормы «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки».
12. СП 51.13330.2011 «Защита от шума. Актуализированная редакция СНиП 23-03-2003».
13. Шашурин А.Е. Научное обоснование и применение новых технических и технологических решений для снижения акустического загрязнения основными типами шумозащитных экранов: диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук: 01.04.06 / Шашурин Александр Евгеньевич. – Санкт-Петербург, 2018. – 420 с.

## References

1. State report "On the state and environmental protection of the Russian Federation in 2018». M.: Minprirody Rossii; NPP «Kadastr», 2019. 844 p.
2. On the state of sanitary and epidemiological welfare of the population in the Russian Federation in 2019: State report.– M.: Federal'naya sluzhba po nadzoru v sfere zashchity prav potrebitelej i blagopoluchiya cheloveka, 2020.– 299 P.
3. Ivanov N.I., Svetlov V.V., SHashurin A.E. Noise reduction of stationary sources in residential buildings with technological noise protection screens // Bezopasnost' zhiznedeyatel'nosti. – 2018. - № 6. – P. 16-22.
4. SHashurin A.E. Reducing the noise of stationary equipment with acoustic screens / A. E. SHashurin, N. G. Semyonov // Proceedings of the all-Russian conference with international participation dedicated to the 50th anniversary of the first human spaceflight and the 75th anniversary of regular ionospheric research in Russia. – Tomsk: Tomskoe universitetskoe izdatel'stvo, 2011. – P. 199-203.
5. Tupov V.B. Noise reduction from power equipment: a textbook for universities. M.: Izdatel'stvo MEI, 2005.
6. Ivanov, N. I. Noise barriers for noise reduction in residential buildings / N. I. Ivanov, N. G. Semyonov, N. V. Tyurina // Appendix to the magazine « Bezopasnost' zhiznedeyatel'nosti ». 2012. – №4 – P. 1-24.
7. Kalinichenko, M.V. Development of noise protection measures for urbanized areas / Kalinichenko, M.V.// Vestnik TGU. – 2013 -№3 – P. 875-878.
8. MUK 4.3.2194-07 «Noise level monitoring in residential buildings, residential and public buildings».
9. V.V. Svetlov, V.A. Sannikov, Determination of the main source of external noise caused by the enterprise engineering and technological equipment in the residential development area // AKUSTIKA, VOLUME 32/ March 2019 –P. 50-53.
10. GOST 31295.2-2005 (ИСО 9613-2:1996) « Noise. Attenuation of sound during propagation outdoors. Part 2. General method of calculation».
11. SN 2.2.4/2.1.8.562-96 Sanitary standards " Noise in the workplace, in the premises of residential and public buildings and on the territory of residential development».
12. СП 51.13330.2011 «Noise protection. Updated version SНiР 23-03-2003».
13. SHashurin A.E. Scientific justification and application of new technical and technological solutions to reduce acoustic pollution by the main types of noise screens: dissertation for the degree of doctor of technical Sciences: 01.04.06 / SHashurin Aleksandr Evgen'evich. – Saint-Petersburg, 2018. – 420 P.

УДК: 534

OECD: 01.03.AA

## Использование метода преобразования звуковых полей для расчёта эффективности шумозащитных конструкций

Иванов Н.И.<sup>1</sup>, Тюрина Н.В.<sup>2</sup>, Шашурина А.Е.<sup>3\*</sup>, Курченко П.С.<sup>4</sup>

<sup>1</sup> Д.т.н., профессор, заведующий кафедрой

<sup>2,3</sup> Д.т.н., профессор, <sup>4</sup> Соискатель

<sup>1,2,4</sup> Кафедра «Экология и производственная безопасность», Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, РФ

### Аннотация

Описан новый подход в расчётах эффективности шумозащитных экранов (ШЭ), основанный на принципе последовательного преобразования звуковых полей при наличии ШЭ. Получена формула расчёта, в которой учитывается: расположение ШЭ в пространстве, высота ШЭ, звукопоглощающие свойства экрана и опорной поверхности. Для увеличения точности расчётов введено понятие показателя дифракции ШЭ ( $DI = 10 \log \frac{1}{\beta_{\text{диф}}}$ ,  $\beta_{\text{диф}}$  – коэффициент дифракции экрана). Выполнены теоретические, а также экспериментальные исследования акустической эффективности. Экспериментально определён показатель дифракции ШЭ. Проверка предложенного метода расчёта проведена на стенде и в натурных условиях (всего было испытано более 50 акустических экранов). Экспериментальная проверка не утвердила более высокую точность расчётов по сравнению с используемой в расчётах оптико-дифракционной теорией.

**Ключевые слова:** шумозащита, дифракция, звукопоглощение, звукоизоляция, акустическая эффективность.

### *Using the sound field conversion method to calculate the efficiency of noise protection structures*

Ivanov N.I.<sup>1</sup>, Turina N.V.<sup>2</sup>, Shashurin A.E.<sup>3\*</sup>, Kurchenko P.S.<sup>4</sup>

<sup>1</sup> DSc, professor, head of the department,

<sup>2,3</sup> DSc, professor, <sup>4</sup> Applicant

<sup>1,2,4</sup> The department of Ecology and Industrial Safety, Baltic State Technical University  
‘VOENMEH’ named after D. F. Ustinov, St. Petersburg, Russia

### Abstract

A new approach to calculating the efficiency of noise barriers (NB) based on the principle of sequential sound field transformation subject to NB availability is described. The calculation formula is obtained, which takes into account: the location of the NB in the space, the NB height, sound-absorbing properties of the barrier and the reference surface. To increase the accuracy of calculations, the concept of the NB diffraction index (DI) is introduced ( $DI = 10 \log \frac{1}{\beta_{\text{diff}}}$ ,  $\beta_{\text{diff}}$  is the barrier diffraction coefficient). Theoretical and experimental studies of acoustic efficiency were performed. The NB diffraction index was determined experimentally. The proposed calculation method was tested on a stand and in full-scale conditions (more than 50 acoustic barriers were tested

\*E-mail: 7596890@mail.ru (Шашурина А.Е.)

in total). The experimental verification did not confirm a higher accuracy of calculations in comparison with the optical-diffraction theory used in calculations.

**Keywords:** noise protection, diffraction, sound absorption, sound insulation, acoustic efficiency.

## Введение

Для расчётов эффективности широко используются полученные Д. Маекавой и У. Курце формулы, основанные на теории дифракции Кирхгофа - Френеля, где основным показателем служит число Френеля ( $N$ ). Число Френеля показывает разность хода звуковых лучей в присутствии шумозащитного экрана (ШЭ) [1-3]. Отметим, что фундаментальная теория дифракции разрабатывалась для задач оптики, где длины волн очень малы по сравнению с размером препятствия и расстоянием между источником и расчётной точкой. Поэтому используемая для расчётов экранов теория получила название оптико – дифракционной.

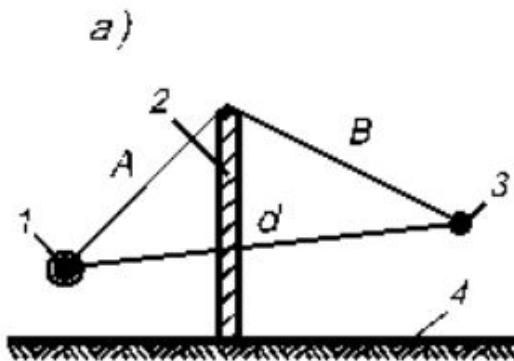


Рис. 1. Схема дифракции на тонком АЭ (а)

1 – источник шума; 2 – плоский (тонкий) АЭ; 3 – расчетная точка;  
4 - опорная поверхность

Отметим несколько недостатков этого подхода. На рис. 1 приведена расчётная схема ШЭ, где А – расстояние от источника шума (ИШ) до свободного ребра (вершины) ШЭ, В – расстояние от вершины ШЭ до расчётной точки (РТ). Эти расстояния и определяют эффективность ШЭ. Нетрудно отметить, что при этом подходе звук сразу попадает на вершину ШЭ, как бы «не замечая» ни опорной поверхности, ни самого экрана с его звукопоглощающими или отражающими свойствами. Сам экран принимается бесконечным и звуконепроницаемым, а ИШ – точечным. Это не соответствует более сплошной физической картинке образовавших звуковых полей в присутствии ШЭ. В связи с этим отмечено, что методы расчётов, базирующиеся на оптико-дифракционной теории, дают, как правило, весьма завышенные значения эффективности ШЭ. Проведенными одним из авторов исследованиями более 50 экранов в натурных условиях было установлено, что только около 10% из них выполняют свою основную функцию, т.е. снижают шум в прилегающем жилье до нормы.

### 1. Теория ШЭ с методом преобразования звуковых полей.

Теория ШЭ, базирующаяся на последовательном преобразовании звуковых полей в присутствии экрана рассмотрена в [4,5].

Представим, какие в действительности происходят явления, когда в свободном звуковом поле установлен ШЭ. Примем, что ИШ – линейный: эта аппроксимация корректна для поездов и автотранспортных потоков, заметим, что основной источник шума расположен очень низко (место контакта колеса с рельсом или шин с дорожным полотном). Поэтому вначале звук от ИШ взаимодействует с опорной поверхностью, отражаясь от нее или частично поглощаясь ею. Это явление учитывается методом мнимых источников, где коэффициент звукопоглощения поверхности ( $\alpha_{\text{пов}}$ ). Звук приходит в нижнюю часть ШЭ, а затем распространяется по его поверхности. При этом наблюдается картина, показанная на рис 2, где показаны переотражения звука от ШЭ и ИШ и обратно.

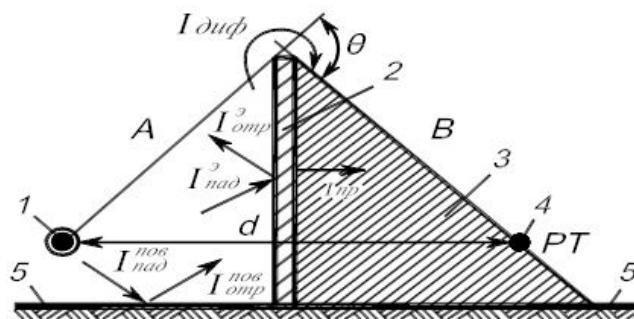


Рис. 2. Схема расчета эффективности акустического экрана:  
1 – источник шума (ИШ); 2 – акустический экран (АЭ); 3 – область звуковой тени;  
4 - расчетная точка (РТ); 5 – близрасположенная поверхность  
(отражающая или поглощающая)

Процесс распространения звука по ШЭ связан с тремя явлениями:

- дивергенция звука, в результате которой его интенсивность с увеличением высоты заметно снижается (это было экспериментально подтверждено одним из авторов);
- поглощением звука акустическими панелями ШЭ, если они обладают звукопоглощающими свойствами ( $\alpha_{\text{экр}}$ );
- отражением звука от акустических панелей, обладающих звукоизолирующими свойствами (ЗИ<sub>экр</sub>).

Далее звук равномерно распределяется по верхней кромке (свободному ребру ШЭ), которое, согласно принципу Гюйгенса становится вторичным излучателем звука. При этом звук дифрагирует через свободное ребро ШЭ ( $\beta_{\text{дифр}}$ ). И, наконец, звук от вторичного линейного источника снижается в результате дивергенции при распространении от свободного ребра до расчётной точки.

$$\text{ЗИ}_{\text{экр}} = 10 \lg \frac{1}{\tau_{\text{экр}}}; \quad (1)$$

$$\tau_{\text{экр}} = \frac{I_{\text{пп}}}{I_{\text{пад}}}; \quad (2)$$

$$\alpha_{\text{экр}} = \frac{I_{\text{погл}}}{I_{\text{пад}}}; \quad (3)$$

$$\beta_{\text{дифр}} = \frac{I_{\text{дифр}}}{I_{\text{пад}}}, \quad (4)$$

где  $I_{\text{пад}}$  - интенсивность падающего звука,  $\text{Вт}/\text{м}^2$ ;  $I_{\text{погл}}$  - интенсивность поглощенного звука,  $\text{Вт}/\text{м}^2$ ;  $I_{\text{пр}}$  - интенсивность прошедшего через панель звука,  $\text{Вт}/\text{м}^2$ ;  $I_{\text{дифр}}$  - интенсивность дифрагированного звука,  $\text{Вт}/\text{м}^2$ ; ЗИ<sub>экр</sub> - звукоизоляция экрана,  $\text{dB}$ ;  $\tau_{\text{экр}}$  - коэффициент звукопроводности;  $\alpha_{\text{экр}}$  - коэффициент звукопоглощения;  $\beta_{\text{дифр}}$  - коэффициент дифракции.

Расчёт акустических экранов [6-10]. Для расчёта используется расчётную схему, приведённую на рис. 2.

Принятые допущения:

- ИШ линейный;
- длина ИШ равна длине ШЭ ( $l_{\text{экр}}$ );
- звукопоглощающие свойства поверхности между ШЭ и РТ не учитываются;
- вторичный источник шума в нужней части ШЭ условно принят шириной, равной 1 м.;
- звукоизоляция ШЭ существенно выше эффективности ШЭ и в расчётах не учитываются.

Акустическая эффективность ШЭ  $\Delta L_{\text{экр}}$ ,  $\text{dB}$ :

$$\Delta L_{\text{экр}} = 10 \lg \frac{I_{\text{пр}}^{\text{без}}}{I_{\text{пр}}^{\text{с ШЭ}}}, \quad (5)$$

где  $I_{\text{пр}}^{\text{без}}$  - интенсивность звука в РТ без ШЭ,  $\text{Вт}/\text{м}^2$ ;  $I_{\text{пр}}^{\text{с ШЭ}}$  - т. же. с установленным ШЭ,  $\text{Вт}/\text{м}^2$ .

Интенсивность звука от линейного ИШ без ШЭ  $I_{\text{пр}}^{\text{без}}$ :

$$I_{\text{пр}}^{\text{без}} = \frac{W_{\text{ист}}}{2\pi l_{\text{экр}}(R+r)} \operatorname{arctg} \frac{l_{\text{экр}}}{2(R+r)}, \quad (6)$$

$W_{\text{ист}}$  - акустическая мощность ИШ;  $l_{\text{экр}}$  - длина ШЭ, м;  $R$  - расстояние от ШЭ до РТ, м;  $r$  - расстояние от ИШ до ШЭ, м.

Выполним последовательные операции, описывающие изменение звукового поля в присутствии ШЭ для получения знаменателя в формуле (5).

Интенсивность звука падающего на нижнюю часть ШЭ  $I_{\text{пад}}$ ,  $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$ :

$$I_{\text{пад}} = \frac{W_{\text{ист}}(1 - \alpha_{\text{пов}})}{2\pi l_{\text{экр}} r} \operatorname{arctg} \frac{l_{\text{экр}}}{2r}, \quad (7)$$

где  $\alpha_{\text{пов}}$  - коэффициент звукопоглощения опорной поверхности между ИШ и ШЭ;  $W_{\text{ист}}$ ,  $l_{\text{экр}}$ ,  $r$  - то же, что и в формуле (6).

Акустическая мощность этого вторичного линейного излучателя  $W_{\text{n}}$ ,  $\text{Вт}$ :

$$W_{\text{n}} = I_{\text{пад}} l_{\text{экр}} 1, \quad (8)$$

где  $I_{\text{пад}}$  - то же, что и в формуле (1);  $l_{\text{экр}} 1$  - длина экрана №1, м.

Интенсивность звука на верхнем свободном ребре ШЭ,  $I_{\text{ек}}$ ,  $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$  при условии, что интенсивность звука уменьшается по высоте ШЭ:

$$I_{\text{ек}} = \frac{W_{\text{n}}(1 - \alpha_{\text{экр}})}{\pi l_{\text{экр}} h_{\text{экр}}} \operatorname{arctg} \frac{l_{\text{экр}}}{2h_{\text{экр}}}, \quad (9)$$

где  $h_{\text{экр}}$  - высота ШЭ, м;  $W_{\text{n}}$  - то же, что и в формуле (8);  $l_{\text{экр}}$  - то же, что и в формуле (6);  $\alpha_{\text{экр}}$  - то же, что и в формуле (3).

Частично зависимая акустическая мощность, излучаемая вторичным линейным ИШ с учётом дифракции,  $W_p$ , Вт:

$$W_p = I_p l_{\text{экр}} \lambda \beta_{\text{дифр}}, \quad (10)$$

где  $l_{\text{экр}}$  – то же, что и в формуле (6);  $\lambda$  – длина звуковой волны, м;  $I_p$  – интенсивность звука на свободном ребре экрана, Вт/м<sup>2</sup>;  $\beta_{\text{дифр}}$  – коэффициент дифракции ШЭ (теоретическая  $\beta_{\text{дифр}} = \frac{1}{\pi} \div \frac{1}{2\pi}$ ).

Интенсивность звука в РТ в результате дивергенции от вторичного линейного излучателя,  $I_{\text{pt}}^{\text{c/s}}$ ,  $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$ :

$$I_{\text{pt}}^{\text{c/s}} = \frac{W_p}{2\pi l_{\text{экр}} R} \operatorname{arctg} \frac{l_{\text{экр}}}{2R}, \quad (11)$$

где  $W_p$  – то же, что и в формуле (10);  $l_{\text{экр}}, R$  – то же, что и в формуле (6).

Подставим (7) – (10) в (11):

$$I_{\text{pt}}^{\text{c/s}} = \frac{W_{\text{ист}}(1 - \alpha_{\text{пov}})l_{\text{экр}}(1 - \alpha_{\text{экр}})l_{\text{экр}}\lambda\beta_{\text{дифр}}}{2\pi l_{\text{экр}} r \pi l_{\text{экр}} h_{\text{экр}} 2\pi l_{\text{экр}} R} \operatorname{arctg} \frac{l_{\text{экр}}}{2r} \operatorname{arctg} \frac{l_{\text{экр}}}{2h_{\text{экр}}} \operatorname{arctg} \frac{l_{\text{экр}}}{2R}, \quad (12)$$

Упростим (12), а затем подставим упрощенную (12) и (6) в формулу (5). После логарифмирования получим акустическую эффективность ШЭ в виде:

$$\begin{aligned} \Delta L_{\text{экр}} = & 10 \lg \frac{rR}{(r + R)r_0} + 10 \lg \frac{h_{\text{экр}}}{\lambda} - 10 \lg(1 - \alpha_{\text{пov}}) - 10 \lg(1 - \alpha_{\text{экр}}) + \\ & + \Pi\Delta - 10 \lg \operatorname{arctg} \frac{l_{\text{экр}}}{2(R + r)} - 10 \lg \operatorname{arctg} \frac{l_{\text{экр}}}{2h_{\text{экр}}} - 10 \lg \frac{l_{\text{экр}}}{2R} + 10, \end{aligned} \quad (13)$$

где:  $r = 4$  м,  $r_0$  – опорное расстояние, м.

Примем, что  $R \gg r$ , а  $l_{\text{экр}} \gg h_{\text{экр}}$ ,  $l_{\text{экр}} \gg r$ ,  $l_{\text{экр}} \gg R$ , тогда (13) можно упростить:

$$\begin{aligned} \Delta L_{\text{экр}} = & 10 \lg \frac{rR}{(r + R)r_0} + 10 \lg \frac{h_{\text{экр}}}{\lambda} - 10 \lg(1 - \alpha_{\text{пov}}) - 10 \lg(1 - \alpha_{\text{экр}}) + \\ & + \Pi\Delta + 6, \end{aligned} \quad (14)$$

Акустическая эффективность ШЭ увеличивается с:

- уменьшением  $r$  и  $R$ ;
- увеличением  $h_{\text{экр}}$  и уменьшением  $\lambda$ ;
- увеличением  $\alpha_{\text{пov}}$  и  $\alpha_{\text{экр}}$ .

Были проведены эксперименты ШЭ в натурных условиях с целью проверки точности полученной формулы, а также определения значений показателя дифракции.

Измеренные на 50 ШЭ в натурных условиях и усреднённые значения  $\Pi\Delta$  приведены в таблице.

## 2. Экспериментальная апробация расчетов эффективности экрана

Таблица 1

Значения экспериментально полученных ПД

Значения среднегеометрических частот, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Показатель дифракции, дБ	-4	-6	-7	-9	-11	-13	-14	-19

Сравнительные данные эффективности ШЭ, полученные расчётом и экспериментально приведены на рис.3. Даны также данные расчётов по формуле Д. Маековой[6]. Отмечена хорошая сходимость расчётных данных по формуле (14) по сравнению с экспериментами: отклонение во всём частотном диапазоне не более  $\pm 0,15$ . Отклонение расчётных данных по формуле Магковой в высокочастотном диапазоне составило 4–7 дБ.

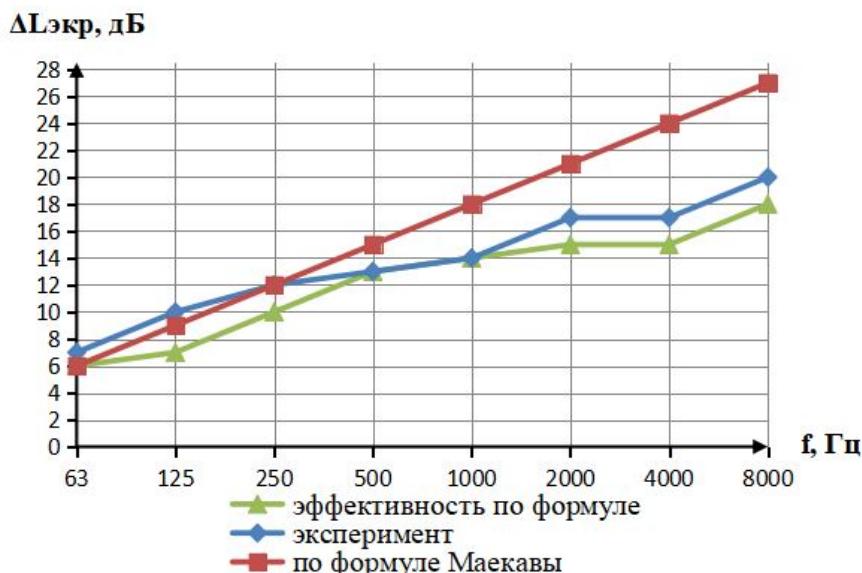


Рис. 3. Сравнение эффективности экрана от линейного источника шума, полученное по формуле, с экспериментом и с методом Маекавы

## Заключение

Предложен новый подход для расчётов акустической эффективности ШЭ, основанный на последовательном описании и изменениях характера звуковых полей при наличии экрана. В полученной формуле учитываются: расположение ШЭ в пространстве, высота ШЭ, звукопоглощение свойства опорной поверхности и ШЭ, а также явление дифракции. Проведённая экспериментальная проверка показала более высокую точность расчётов по предложенной формуле, чем при расчётах с использованием оптико-дифракционной теории.

## Список литературы

1. Иванов, Н. И. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: учебник / Н. И. Иванов. – 4-е изд., перераб. и доп. – Санкт-Петербург: изд-во Логос, 2015. – с.432

2. Kurze U. J. Noise reduction by barriers : Journal off the Acoustical Society of America, 1974. – Vol. 55, №3. – pp. 157-173.
3. Шашурин А.Е. Определение эффективной высоты и акустических характеристик шумового экрана/ Noise Theory and Practice. – 2018. – Том 4, №2. – с. 5-10.
4. Новые технические и технологические решения для снижения акустического загрязнения шумозащитными экранами. Монография / А. Е. Шашурин (лва 100%). – СПб.: Изд-во Балт. гос. техн. ун-т, 2018. – с.134
5. Теоретические принципы расчета эффективности шумозащиты высокоскоростных железных дорог, Шашурин А.Е., 25th International Congress on Sound and Vibration, ICSV 2018 – с. 3963-2968, ISBN 978-1-5108-6845-8
6. Справочник проектировщика. Защита от шума. / Под ред. Е. Я. Юдина. – М.: «Стройиздат», 1974. – с.134

## References

1. Ivanov N.I., Inzhenernaya akustika. Teoriya i praktika bor'by s shumom: uchebnik / N. I. Ivanov. – 4-e izd., pererab. i dop. – Sankt-Peterburg: Logos, 2015. – p.432
2. Kurze U. J. Noise reduction by barriers : Journal off the Acoustical Society of America, 1974. – Vol. 55, №3. – pp. 157-173.
3. Shashurin A.E. Analysis of calculation of efficiency noise barriers methodologies; / Noise Theory and Practice. – 2018. – Vol. 4, №2. – pp. 5-10.
4. Novye tekhnicheskie i tekhnologicheskie resheniya dlya snizheniya akusticheskogo zagryazneniya shumozashchitnymi ekranami. Monography / A. E. SHashurin – SPb.: Balt. gos. tekhn. un-t, 2018. – p.134
5. Shashurin A.E., Theoretical principles for efficiency calculations for the noise barriers along high-speed railways, 25th International Congress on Sound and Vibration, ICSV 2018 – pp.3963-2968, ISBN 978-1-5108-6845-8
6. Spravochnik proektirovshchika. Zashchita ot shuma. / Pod red. E. YA. YUDINA. – M.: «Strojizdat», 1974. – p.134

УДК: 62-784.3  
OECD: 01.03.AA

## Исследование возможности применения термочехлов для снижения уровня шума от оборудования

Бужинский К.В.<sup>1\*</sup>, Фиев К.П.<sup>2</sup>, Шашурин А.Е.<sup>3</sup>, Лубянченко А.А.<sup>4</sup>  
<sup>1,2</sup> Аспирант, <sup>4</sup> К.т.н., старший преподаватель

<sup>3</sup> Д.т.н., профессор, декан факультета «Оружие и системы вооружения»  
<sup>1,2,3,4</sup> Кафедра «Экология и производственная безопасность», Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ»  
 им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, РФ

### **Аннотация**

Рассмотрены основные вредные и опасные факторы производственной среды и производственного процесса. Проанализированы основные существующие средства защиты работников производственных предприятий от повышенного шума, выявлены их недостатки. Предложено рассмотреть конструкции термочехлов, применяемых в основном для теплоизоляции трубопроводов и запорной арматуры, в качестве акустических средств защиты, проанализированы источники информации на подобную тематику. Приведены результаты исследования звукоизоляции термочехла определённой конструкции, подтверждающие его акустическую эффективность. Выдвинуты предложения по дальнейшим исследованиям и применению подобных конструкций в качестве акустических средств защиты от шума на рабочих местах и у других нормируемых объектов.

**Ключевые слова:** акустическое загрязнение, термочехлы, шумозащита, рабочие места.

### **Research into the feasibility of applying thermal covers to reduce the machinery noise**

Buzhinskiy K.V.<sup>1\*</sup>, Fiev K.P.<sup>2</sup>, Shashurin A.E.<sup>3</sup>, Lubianchenko A.A.<sup>4</sup>  
<sup>1,2</sup> Post-graduate student, <sup>4</sup> PhD, senior lecturer

<sup>3</sup> DSc, professor, dean of the Weapons and Weapons Systems faculty  
<sup>1,2,3,4</sup> The department of Ecology and Industrial Safety, Baltic State Technical University  
 ‘VOENMEH’ named after D. F. Ustinov, St. Petersburg, Russia

### **Abstract**

The key harmful and dangerous factors of the production environment and manufacturing process are considered. The main existing means of protecting employees of industrial enterprises from excessive noise are analyzed, and their shortcomings are identified. It is proposed to consider the design of thermal covers used mainly for thermal insulation of pipelines and shut-off valves, as acoustic means of protection; the sources of information on such topics are analyzed. The findings of the study of sound insulation of a thermal cover of a certain design are presented, justifying its acoustic efficiency. Proposals are put forward for further research and application of such structures as acoustic means of noise protection in the workplace and in other normalized facilities.

**Keywords:** acoustic pollution, thermal covers, noise protection, workplaces.

## Введение

С принятием Государственной Думой Федерального закона "О специальной оценке условий труда" от 28.12.2013 N 426-ФЗ со стороны работодателей увеличился спрос на проектирование и реализацию мероприятий, направленных на улучшение условий труда работников производственных предприятий.

Перечень исследований и измерений, проводимых в ходе специальной оценки труда, чётко определён законом, одно из важных мест занимают исследования параметров микроклимата, шума и вибрации – физических факторов производственной среды, которые косвенно или напрямую влияют на тяжесть и напряжённость трудового процесса. Выяснено, что для выполнения различных трудовых функций приемлемы различные уровни шума (от 40 до 80 дБА для различных профессий) [2], которые обеспечиваются за счёт применения шумобезопасных машин и акустических средств защиты (индивидуальных или коллективных).

Индивидуальные средства защиты экономически привлекательнее для работодателей, однако при их применении для отдельных категорий рабочих (например, операторов производственных конвейеров или водителей штабелёров), а также в силу индивидуальных физических особенностей рабочих, могут снижаться работоспособность и безопасность труда (за счёт ограничения двигательных функций, обзорности, слуха и пр.).

Основными применяемыми коллективными средствами защиты от шума для производственных предприятий с устоявшимися технологическими процессами на данный момент являются средства, снижающие воздушный шум на пути его распространения от источника до защищаемого объекта (звукозолирующие кожухи, кабины, шумозащитные экраны) [4]. На практике при обработке запросов на проектирование шумозащитных мероприятий подобные средства защиты оказываются труднореализуемы ввиду ограничений, связанных с технологическими процессами производства, стеснённостью условий производственных цехов, пожарной безопасностью и эксплуатационными свойствами оборудования. Ввиду накладываемых ограничений, кожухи и шумозащитные экраны в привычном нам виде неохотно принимаются потребителями, а реализация подобных мероприятий в конечном счёте может привести к доработке имеющихся систем пожарной безопасности, видеонаблюдения, вентиляции и электрического освещения.

Альтернативными и эффективными шумозащитными средствами в подобных случаях могут послужить средства, снижающие шум в источнике его возникновения [5]. К таким средствам может относиться увеличение звукоизоляции корпуса (увеличение его поверхностной массы, перекрытие технологических зазоров, снижение структурного шума) [6]:

- покрытия на основе битума;
- металлические облицовки;
- различные резинотехнические и каучуковые изделия;
- многослойные конструкции с применением звукоглощающих материалов и др.

Основными недостатками всех облицовок являются плохая ремонтопригодность и отсутствие доступа к частям корпуса, нуждающимся в постоянном контроле (несъёмность).

Данные недостатки можно исключить при применении съёмной облицовки, которая в смонтированном состоянии плотно прилегает к частям корпуса оборудования, а материал, из которого она изготовлена, прочен, но лёгок в обработке. Подобным критериям отвечают конструкции, применяемые в теплоизоляции, а именно термочехлы.

Термочехлы выполнены таким образом, что теоретически можно предположить наличие у них звукоизоляционных свойств для применения их в качестве акустических средств защиты. Однако при изучении информации, предоставленной производителями в открытом доступе в сети Интернет, упоминаний о звукоизоляционных свойствах чехлов либо нет, либо они не подтверждены теоретически (отсутствуют данные о специализированных сертификатах или протоколах исследований).

Термочехлы имеют многослойную конструкцию в виде прочной оболочки на основе стеклоткани с силиконовым или иным покрытием [7], внутри которой размещается пористый материал. Съёмные термочехлы проектируются индивидуально для оборудования с любыми формами и размерами корпуса, для больших размеров корпусов термочехлы поставляются отдельными модулями, скрепляемыми между собой внахлест ремнями или липучками. Конструкция разреза термочехла может быть различной: различные по составу и толщине наполнители, оболочки разной плотности и покрытия и др. Все эти факторы теоретически влияют на акустические свойства конструкции.

Поиск производителей выполнялся в сети Интернет и показал, что термочехлы подобной конструкции производят такие компании, как ООО «ЕТС Корда» (г. Санкт-Петербург), ООО «Теплострой Новосибирск» (г. Новосибирск), ООО «ТИМ» (г. Санкт-Петербург), ООО «ЧЗКИ» (г. Челябинск), АО «Завод ЛИТ» (г. Переславль-Залесский) и др.

Для испытаний акустических свойств термочехлов специалистами ООО «ЕТС Корда» был спроектирован и изготовлен опытный образец. Испытания проводились специализированной исследовательской лабораторией ООО «Авеста», результаты испытаний были обработаны специалистами проектной организации ООО «Институт акустических конструкций» и кафедры Е5 «Экология и производственная безопасность» Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова.

## **1. Описание конструкции опытного образца термочехла и условий испытания**

Опытный образец был спроектирован, как облицовка корпуса искусственного источника шума. Внешний вид искусственного источника шума приведён на рис. 1.



*Рис. 1. Искусственный источник шума*

Термочехол опытного образца полностью покрывает поверхности корпуса от пола до верхней крышки. В чехле выполнены отверстия для ручек источника, которые закрываются накладками внахлест. Состоит термочехол из трёх частей:

- правая полуцилиндрическая часть;
- левая полуцилиндрическая часть;
- защитная крышка технологического окна.

Части термочехла плотно скрепляются между собой ремнями и липучками.

Технологическое окно было спроектировано для преследования нескольких целей:

- доступ к элементам управления (тумблерам) источника;
- имитация несплошности чехла более 10% от площади поверхности при определённых запланированных видах испытаний.

Внешний вид термочехла, смонтированного на источник шума представлен на рисунке 2.



*Рис. 2. Опытный образец термочехла  
(с открытым и закрытым технологическим окном)*

Внешняя и внутренняя оболочка представляет собой стеклоткань с силиконовым покрытием (марка SC200). Группа горючести ткани Г1 (слабогорючий, не поддерживает самостоятельного горения), группа воспламенения В1 (трудновоспламеняемый, КППТП более 35 киловатт на квадратный метр), группа дымообразования Д1 (малая дымообразующая способность), группа токсичности Т1 (малоопасные). В качестве наполнителя опытного образца применён Холст из стекловолокна, изготовленный иглопробивным способом марки Glasscanvas AF-3500-25mm, группа горючести наполнителя НГ.

Допускаемая температура эксплуатации образца - 250°C, габаритные размеры - 0,7(Д)×0,8(Ш)×1,00(В), масса не более 50 кг (18-20 кг/кв.м покрытия).

Условия испытаний приведены в таблице 1.

Таблица 1  
Условия испытаний

	Производственное помещение	Открытая площадка
Сведения об атмосферных условиях (температура и относительная влажность воздуха, атмосферное давление и т.д.)	Темп. +10°C, влажность 70%	Темп. +5°C, влажность 80% (без дождя)
Описание испытательного помещения (объем, размеры, приблизительное время реверберации, звукорассеивающие или экранирующие объекты)	Металлический ангар с потолком-аркой, высота потолков – до 8 м, ширина ангара – до 10 м, длина ангара – до 30 м.	Открытая площадка, окружённая ангарами, удалёнными на расстояние более 10 м.
Описание расположения объекта испытаний, источника шума и микрофонов	В соответствии со схемой, см. рис. 3	В соответствии со схемой, см. рис. 3
Описание конструкции опорной поверхности	Бетонный пол	Песчано-гравийное основание
Адрес испытаний и наименование организации, проводившей испытания	РФ, Ленинградская область, Ломоносовский район, Аннинское городское поселение, пос. Новоселье, промзона «КИНГ», ООО «Авеста»	
Наименование и адрес производителя опытного образца	РФ, г. Санкт-Петербург, ул. Розенштейна, д. 21, оф. 508, ГК Корда	
Дата проведения испытаний	17.01.2020г.	

Данные об оборудовании, применяемом для испытаний, приведены в таблице 2.

Таблица 2  
Сведения о средствах испытаний

Средство измерения №1	Шумомер 1 класса точности (инв. №120124)
Средство измерения №2	Шумомер 1 класса точности (инв. №110096)
Средство измерения №3	Шумомер 1 класса точности (инв. №180519)

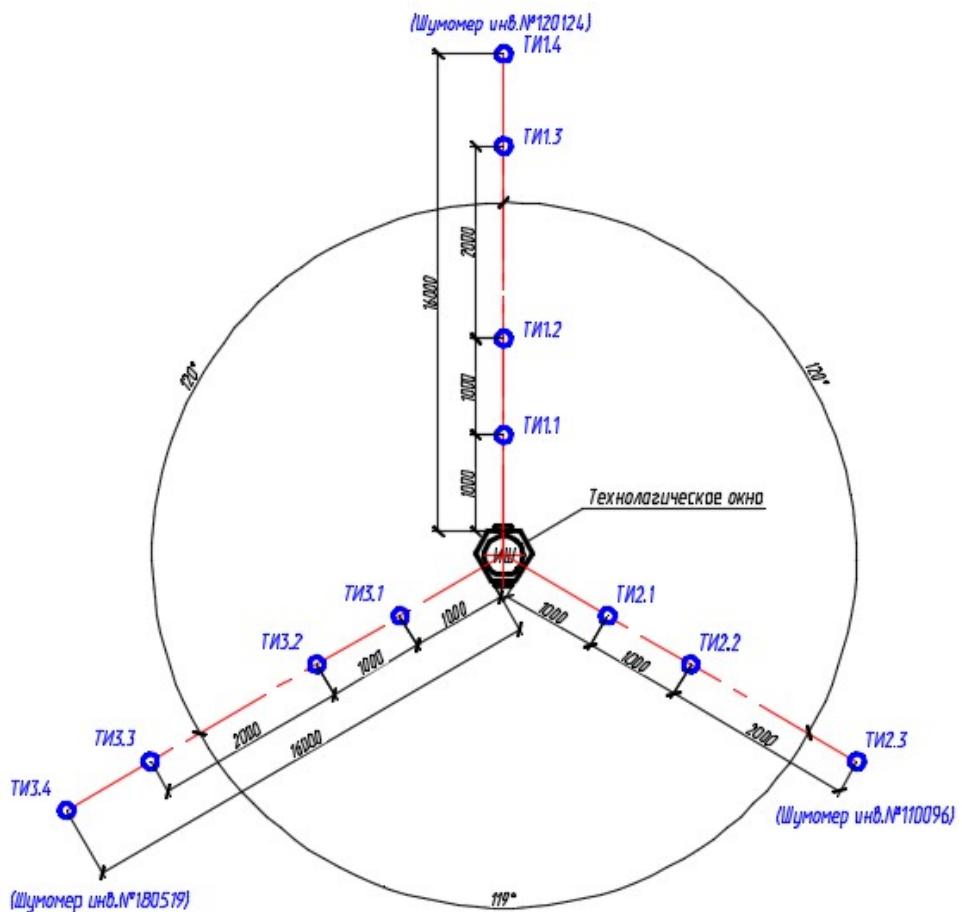


Рис. 3. Схема испытания

## 2. Испытания опытного образца

Опытный образец термочехла планировалось испытать в различных условиях максимально приближенным к условиям возможной эксплуатации:

- в замкнутом помещении производственного цеха (для возможности оценки влияния на рабочие места);
- на открытой уличной площадке (для возможности оценки влияния на жилую застройку).

Термочехол был спроектирован таким образом, чтобы можно было оценить его эффективность с точки зрения монтажных свойств [8]:

- с коэффициентом несплошности конструкции не превышающим 1%;
- с коэффициентом несплошности конструкции от 1 до 10%;
- с коэффициентом несплошности конструкции более 10%.

Измерения производились в трёх направлениях излучения шума, совпадающих с направлением колонок источника шума. Шумомеры Ш1 и Ш2 при испытании образца находились с двух сторон от технологического окна (отверстия в образце), при этом со стороны шумомера Ш2 находилось дополнительное отверстие под ручку источника. Шумомер Ш3 находился напротив стыка двух частей образца, при этом зазоров и несплошностей выявлено не было. Таким образом, ослабление звука от источника образцом в разных направлениях производилось не в равных долях.



Рис. 4. Подготовка испытаний в помещении производственного цеха



Рис. 5. Подготовка испытаний на открытой уличной площадке

## 2.1. Результаты испытаний в замкнутом помещении производственного цеха образца с коэффициентом несплошности от 1 до 10% и более 10%

На рисунках 6-8 приведены графики измерений уровней шума в различных конфигурациях термочехла (с различными коэффициентами несплошности).

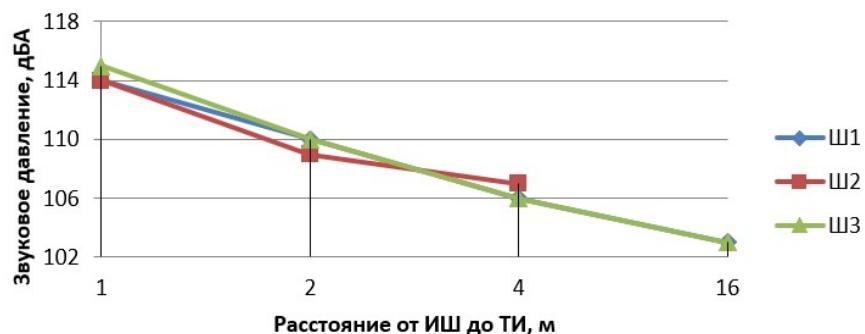


Рис. 6. Измерение уровней шума в точках без термочехла (открытый источник)

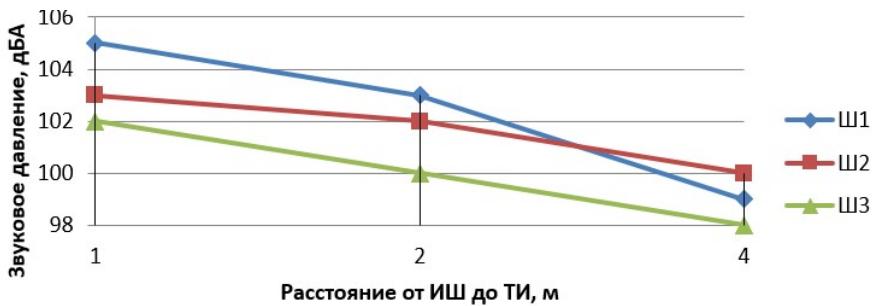


Рис. 7. Измерение уровней шума в точках с термочехлом с коэффициентом несплошности более 10%

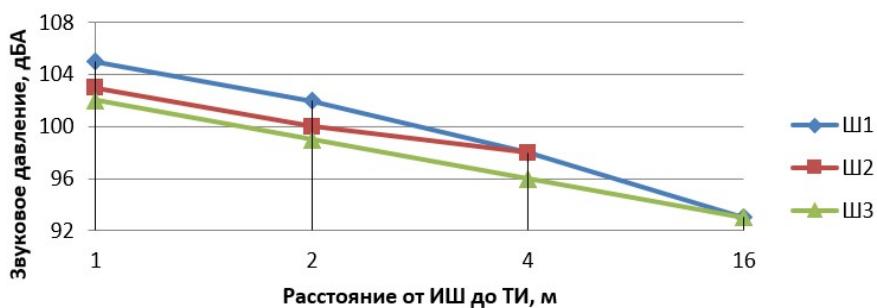


Рис. 8. Измерение уровней шума в точках с термочехлом с коэффициентом несплошности от 1 до 10% (технологическое окно перекрыто листом пенополиэтилена без требований к плотности перекрытия)

Таким образом, исходя из полученных значений, видно, что на эффективность чехла влияет его сплошность. Это влияние ослабевает с удалением от источника и на расстоянии 16 и более метров несплошность чехла менее 10% внутри помещения практически не влияет на результат.

Для выявления эффективности чехла внутри производственного помещения сравним результаты измерений шумомером ШЗ значений уровней звука от источника без чехла и с чехлом, анализ эффективности представлен на рисунке 9.

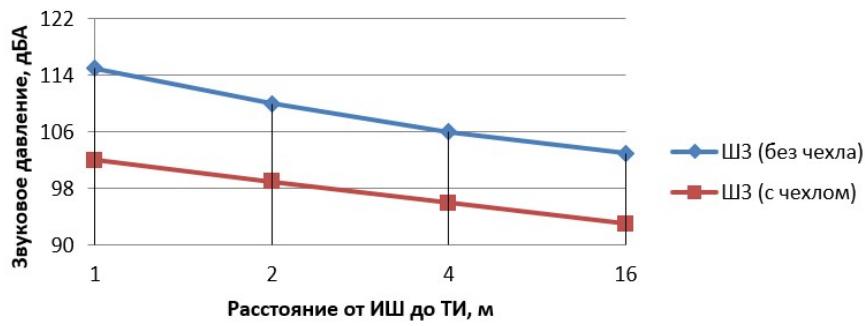


Рис. 9. Акустическая эффективность термочехла при испытании в производственном помещении

Сходимость двух графиков на рисунке 9 иллюстрирует эффективность чехла при использовании его в производственном помещении. Снижение уровней звука, которое характерно для обоих графиков, обусловлено ослаблением звука с увеличением расстояния.

## 2.2. Результаты испытаний на открытой уличной площадке образца с коэффициентом несплошности более 10%

На рисунках 10-11 приведены графики измерений уровней шума в различных конфигурациях термочехла (с различными коэффициентами несплошности).

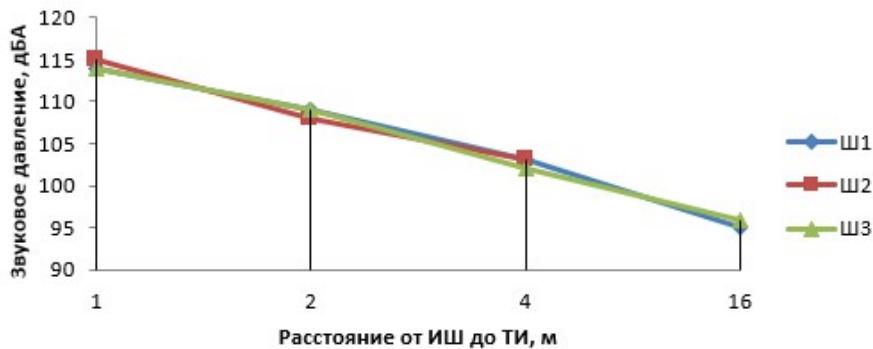


Рис. 10. Измерение уровней шума в точках без термочехла (открытый источник)

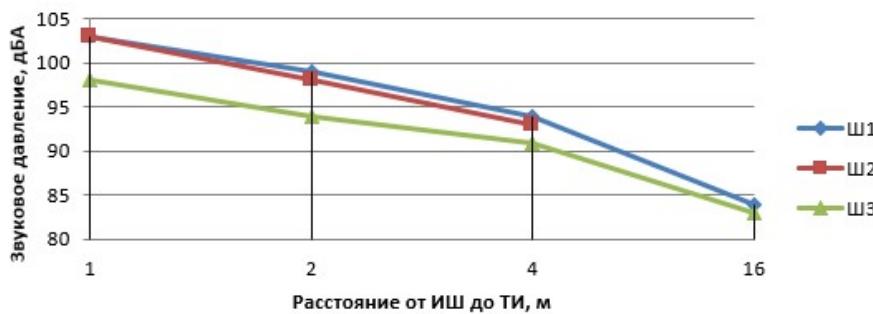


Рис. 11. Измерение уровней шума в точках с термочехлом с коэффициентом несплошности более 10%

При незакрытом источнике уровень шума во всех направлениях получился одинаковым (рис. 10), в то время как при закрытом источнике в различных направлениях уровень шума получился различным (рис. 11), но меньше, чем при незакрытом источнике, данный факт говорит о влиянии несплошности термочехла.

Для выявления эффективности чехла на открытой площадке сравним результаты измерений шумомером Ш1 значений уровней звука от источника без чехла и с чехлом, анализ эффективности представлен на рисунке 12. Сходимость двух графиков на рис.12 иллюстрирует эффективность чехла при использовании его в открытом пространстве. Снижение уровней звука, которое характерно для обоих графиков обусловлено ослаблением звука с увеличением расстояния.

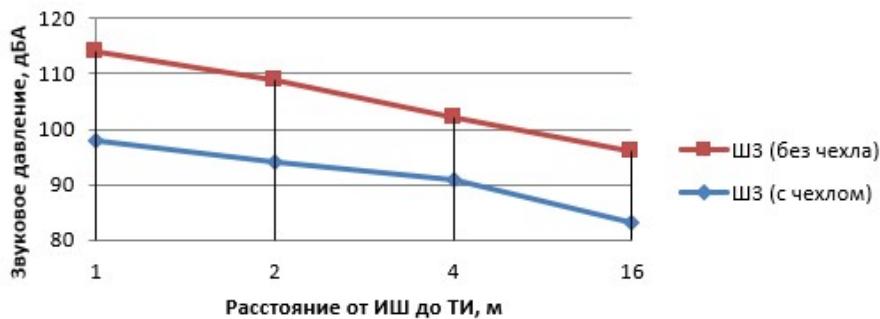


Рис. 12. Акустическая эффективность термочехла при испытании на открытой уличной площадке

### 2.3. Результаты испытаний на открытой уличной площадке образца с коэффициентом несплошности менее 1%

Предыдущими испытаниями было установлено, что на акустическую эффективность опытного образца при любых условиях эксплуатации влияет его несплошность. Испытания образца с минимальным (менее 1%) коэффициентом несплошности производились на открытой уличной площадке и в производственном помещении, для испытаний был задействован один шумомер, установленный напротив одной из колонок источника шума. Как и прежде измерение уровней шума проводилось в четырёх точках на разном удалении от источника. Данное испытание проводилось для определения эффективной звукоизоляции конструкции термочехла, на которую не влияет его несплошность.

На рисунках 13-15 приведены результаты испытания сплошного опытного образца.

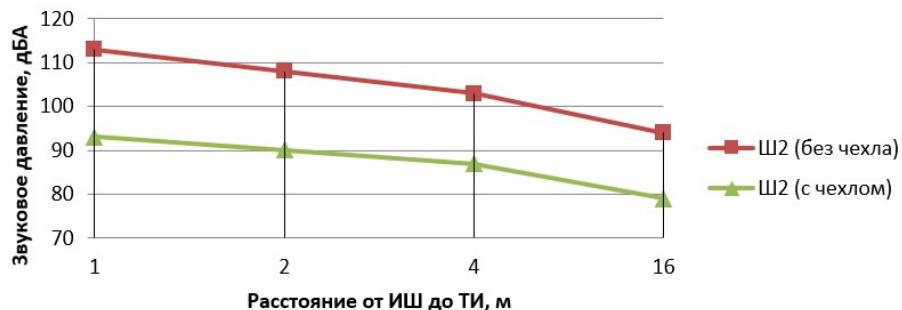


Рис. 13. Определение эффективности полностью закрытого чехла на открытой площадке

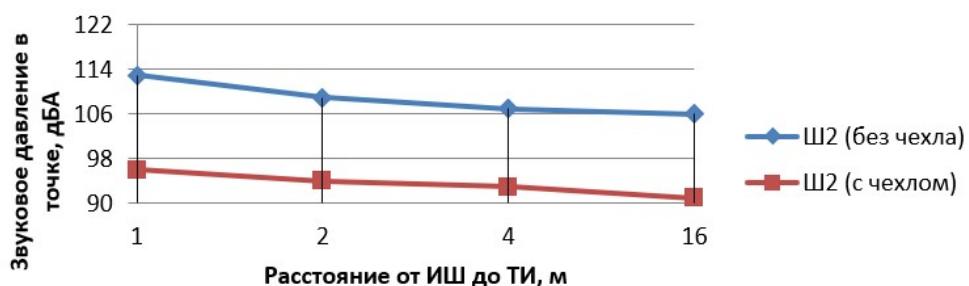


Рис. 14. Определение эффективности полностью закрытого чехла внутри помещения

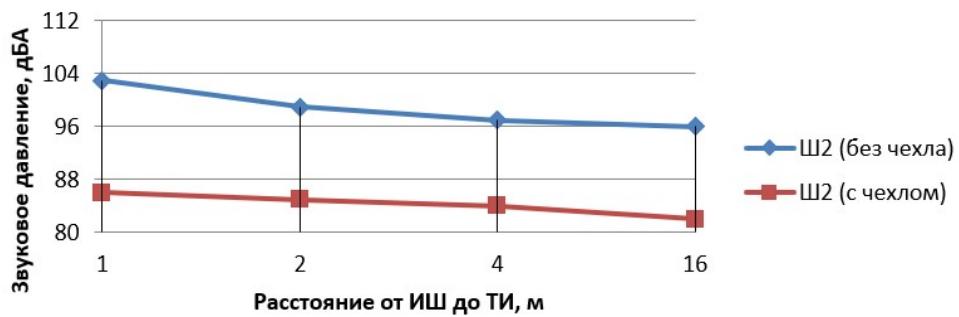


Рис. 15. Определение эффективности полностью закрытого чехла внутри помещения при пониженном уровне шума источника

Как видно из графиков образец показывал приблизительно равную эффективность в любых условиях, что говорит о его постоянной звукоизолирующей способности.

Ниже приведён график (см. рис. 16), где проиллюстрировано сравнение уровней звукового давления от источника в термочехле с несплошностями не более 10% и менее 1% при измерении на открытой площадке, где нет влияния на измерения переотражённых волн или они несущественны. Как видно из графика эффективность термочехла с коэффициентом несплошности менее 1% оказывается на порядок выше, более 4 дБА, при этом сходимость графиков подтверждает корректность проведённых измерений. Значение потери эффективности (до 5 дБА), полученное при испытании образца с несплошностью до 10%, подтверждено.

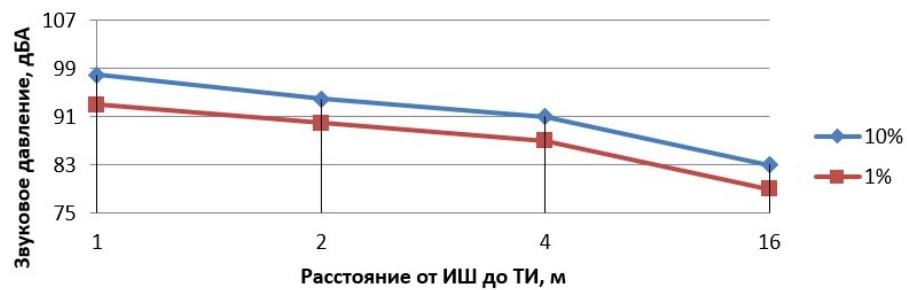


Рис. 16. Значения звукового давления при закрытии источника шума термочехлами с различными коэффициентами несплошности

## Заключение

Эффективность термочехла установленного образца подтверждена при испытании его на открытой площадке, где влияние переотражённых волн минимально, а также минимально влияние несплошности образца (менее 1%), кроме того исключено ослабление звука при увеличении расстояния. Результаты эффективности в частотном диапазоне представлены в таблице 3 и на рисунке 17.

Таблица 3

Результаты измерения уровней шума в расчётных точках с использованием термочехла и без его использования

Номер точки	Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц									Уровни звука/эквивалентные уровни звука, дБА
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
ТИ2.1 (без чехла)	79	102	107	103	108	110	105	104	98	113
ТИ2.1 (с чехлом)	73	95	99	95	93	85	73	80	69	93
Эффективность образца	5	7	8	9	15	25	33	25	29	20

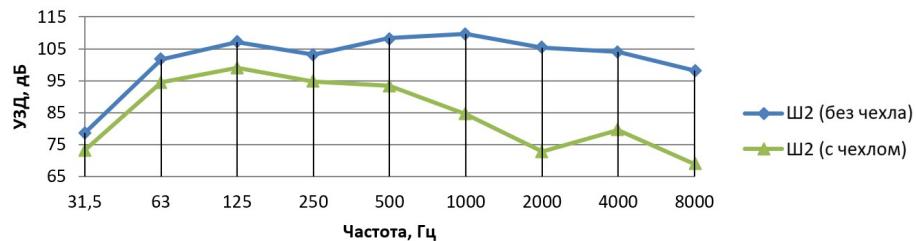


Рис. 17. Экспериментальная эффективность термочехла опытного образца в точке ТИ2.1

Полученные данные практически подтверждают теоретические предположения о наличии у термочехлов звукоизолирующих свойств, достаточных для их применения в качестве коллективных акустических средств защиты.

Многообразие конструкций термочехлов, связанных с возможностью применения различных материалов оболочек и наполнения, в том числе инновационных [9], наталкивает на дальнейшие исследования в данной области. Подобные гибкие конструкции возможно использовать в качестве альтернативы жестким металлическим кожухам (удобство монтажа и безопасность при разрушении, например, при взрыве оборудования) или в качестве шумопоглощающих средств облицовки стен, эффективность подобных конструкций должна быть подтверждена теоретически и экспериментально. В совокупности с термоизоляционными свойствами чехлов данные конструкции возможно применять для решения целого спектра задач по охране труда на производстве.

### Список литературы

1. Федеральный закон «О специальной оценке условий труда» от 28.12.2013 №426-ФЗ.
2. ГОСТ 12.1.003-83 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Шум. Общие требования безопасности.
3. ГОСТ 12.1.029-80 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Средства и методы защиты от шума. Классификация.
4. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: учебник / Н.И. Иванов – 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Логос, 2013. – 432 с.

5. ГОСТ 27409-97 Шум. Нормирование шумовых характеристик стационарного оборудования. Основные положения.
6. Вибровозбудимость конструкций и пути её уменьшения: монография / В.Ю. Кирпичников; ФГУП «КГНЦ» - Спб., 2014 – 222 с.
7. Каталог ООО «Химпродукт» Стеклоткани с покрытием [электронный ресурс] – Режим доступа. – URL: <https://www.chemproduct.ru/shop/goods/category/123/> (дата обращения 13.09.2020 г.)
8. ГОСТ 31326-2006 (ИСО 15667:2000) Шум. Руководство по снижению шума кожухами и кабинами.
9. Труды ВИАМ. «Новый отечественный тканеплёночный материал для гибких трубопроводов системы кондиционирования воздуха летательных аппаратов» / М.С. Иванов, Е.А. Вешкин, Р.А. Сатдинов, И.Н. Донских - №4 (76) 2019, стр. 57-66,

## References

1. Federal law No. 426-FZ of 28.12.2013 «On special assessment of working conditions».
2. GOST 12.1.003-83 «Occupational safety standards system. Noise. General safety requirements».
3. GOST 12.1.029-80 « Occupational safety standards system. Means and methods of defence from noise. Classification».
4. Engineering acoustics. Theory and practice of noise control: a tutorial / N. I. Ivanov – 3rd ed. Rev. and additional-M.: Logos, 2013. - 432 p.
5. GOST 27409-97 «Noise. Technical regulation of stationary equipment noise characteristics. General».
6. Vibration excitability of structures and ways to reduce it: monograph / V. Yu. Kirpichnikov; FSUE "KGNC" - St. Petersburg, 2014-222 p.
7. Catalog of LLC "Himprodukt" Fiberglass coated [electronic resource] - access Mode. – URL: <https://www.chemproduct.ru/shop/goods/category/123/> (accessed 13.09.2020 G.).
8. GOST 31326-2006 (ISO 15667:2000) «Noise. Guidelines for noise control by enclosures and cabins».
9. Proceedings of VIAM, "New domestic coated textile material for flexible air conditioning ducts of flight vehicles" / M. S. Ivanov, E. A. Veshkin, R. A. Satdinov, I. N. Donskikh - No. 4 (76) 2019, pp. 57-66

УДК: 534.23; 621.952

OECD: 01.03.AA

## Определение структурного шума, образованного колебаниями отдельной панели салона автомобиля

Санников В.А.<sup>1</sup>, Дроздова Л.Ф.<sup>2\*</sup>, Кудаев А.В.<sup>3</sup>

<sup>1</sup> Д.т.н., профессор кафедры «Механика деформируемого твердого тела»

<sup>2</sup> К.т.н., профессор кафедры «Экология и производственная безопасность»

<sup>3</sup> К.т.н., доцент кафедры «Экология и производственная безопасность»

<sup>1,2,3</sup> Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ»  
им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, РФ

### Аннотация

В работе рассматриваются вопросы анализа амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) вибрации панелей и оценка уровня излучения ими звукового давления в воздушную среду салонов автомобилей (кабин). Приводятся результаты моделирования рабочего процесса с использованием пакетов программ ANSYS. Достоверность исходных данных в используемых вычислительных пакетах программ подтверждалась тестированием задачи по её аналитическому решению. На основе полученных результатов колебаний задней двери решалась практическая задача по анализу уровня шума, излучаемого панелью в салон автомобиля на низших частотах. Для определения звукового давления в характерной точке салона – у головы водителя использовался стандартный метод логарифмического суммирования от узлов (поверхностей акустических поршней) расчетной конечно-элементной модели конструкции двери. Уровни звукового давления, найденные вычислениями при вибрации рассматриваемой панели автомобиля, сопоставляются с экспериментально измеренными значениями звукового давления в салоне автомобиля.

Предложенная методика оценки шума позволяет выполнять доработку конструкции по показателям, как вибрации, так и уровню структурному шума, обеспечивая комфортные условия жизнедеятельности, что в целом удешевляет процесс проектирования элементов изделий.

**Ключевые слова:** вибрация, амплитудно-частотные характеристики, структурный шум, панели, салон автомобиля, численный анализ.

## *Determination of structural noise generated by vibrations of a separate car interior panel*

Sannikov V.A.<sup>1</sup>, Drozdova L.F.<sup>2\*</sup>, Kudaev A.V.<sup>3</sup>

<sup>1</sup> DSc, professor of the department of Mechanics of a Deformable Solid

<sup>2</sup> PhD, professor of the department of Ecology and Industrial Safety

<sup>3</sup> PhD, assistant professor of the department of Ecology and Industrial Safety

<sup>1,2,3</sup> Baltic State Technical University ‘VOENMEH’ named after D.F. Ustinov, St. Petersburg, Russia

### Abstract

This paper looks into analysis of the vibration amplitude-frequency characteristics (AFC) of the panels and assessment of their level of sound pressure radiation into the car interior (cabins) air environment. The results of modeling the workflow using ANSYS software packages are presented. The reliability of the initial data in the computational software packages used was verified by testing the problem for its analytical solution. Based on the obtained results of the rear door vibrations, a practical problem was solved to analyze the noise level emitted by the panel into the car interior at low frequencies. The standard method of logarithmic summation from the nodes (surfaces of acoustic pistons) of the calculated finite element model of the door structure was used

to determine the sound pressure at the characteristic point of the interior – near the driver's head. The sound pressure levels calculated during the vibration of the considered car panel are compared with experimentally measured values of sound pressure in the car interior.

The proposed method of noise assessment allows us to refine the design in terms of both vibration and structural noise levels, providing comfortable conditions for daily living activities, which generally reduces the cost of the product elements design process.

**Keywords:** vibration, amplitude-frequency characteristics, structural noise, panels, car interior, numerical analysis.

## Введение

Излучению и звукоизоляции элементов отсеков транспортных машин посвящено большое количество работ [1–5]. Особенностью салонов автомобилей с большой площадью ограждающих элементов является то, что они сами панели являются «слабым» звеном как по звукоизлучению, так и по амплитудам вибрации. Экспериментальные исследования вибрации панелей[4, 5] показывают, что уровни выброскорости на них существенно выше, чем на несущих элементах кабин. Следовательно, повышенные уровни шума в салонах в низкочастотной области спектра создаются именно панелями (в том числе и остекленными) как за счет пройденного звука, т.е. воздушной составляющей (в работе не рассматривается), так и за счет структурной составляющей.

### 1. Постановка задачи и методика решения

В работе приведены результаты моделирования рабочего процесса с использованием пакетов программ ANSYS, зарекомендовавших себя наиболее востребованными системами автоматизированного проектирования.

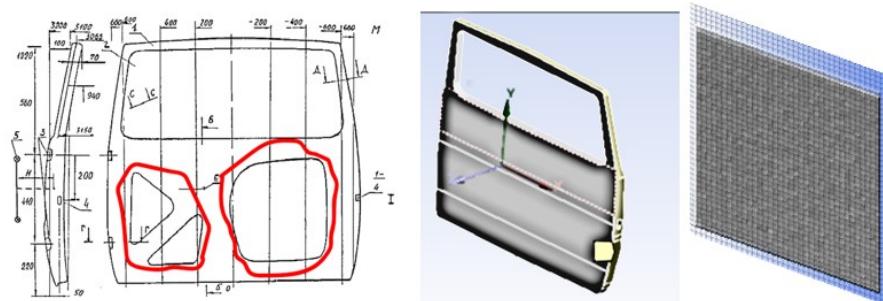


Рис. 1. Расчетная схема панели транспортной машины (чертеж и 3D-модель, вид изнутри). Обведены области сложной геометрии, увеличивающие жесткость панели (двери). Справа её имитация в виде пластины

Достоверность исходных данных в используемых вычислительных пакетах программ подтверждалась тестированием задачи по её аналитическому решению. Собственные колебания панели (задней двери автомобиля УАЗ-3160 3-й модели) сложной формы (рис. 1), моделировались колебаниями ее геометрической модели – прямоугольной пластины (зашемленной по контуру) размером  $1,22 \times 1,32$  м, толщиной 1,542 мм подобранный по условию равенства масс пластины и двери (19,0 кг). Модуль упругости пластины  $E = 2,03 \cdot 10^{11}$  Па, плотность материала  $\rho = 7871$  кг/м<sup>3</sup>; коэффициент Пуассона  $v = 0,28$  цилиндрическая жесткость составила  $D = 2,83 \cdot 10^6$  Н/м.

Расчётная схема двери представлена набором материалов: стали 08КПЮ ( $E = 210$  ГПа,  $v = 0,3$ ,  $\rho = 7800$  кг/м<sup>3</sup>, скорость звука  $c = 5029$  м/с), стекла ( $E = 30$  ГПа,

$v = 0,25$ ,  $\rho = 2500 \text{ кг}/\text{м}^3$ ,  $c = 3000 \text{ м}/\text{с}$ ), колеса двери задка – сплошного цилиндра с приведёнными свойствами ( $E = 210 \text{ ГПа}$ ,  $v = 0,3$ ,  $\rho = 108 \text{ кг}/\text{м}^3$ ,  $V_K = 0,125 \text{ м}^3$ ,  $c = 5029 \text{ м}/\text{с}$ ), объёма воздуха заполняющего кабину ( $\rho = 1 \text{ кг}/\text{м}^3$ ,  $c = 340 \text{ м}/\text{с}$ ).

Частоты собственных колебаний, защемлённой по контуру прямоугольной пластины, находились аналитически [6, 7], а формы построены в комплексе ANSYS (рис. 2).

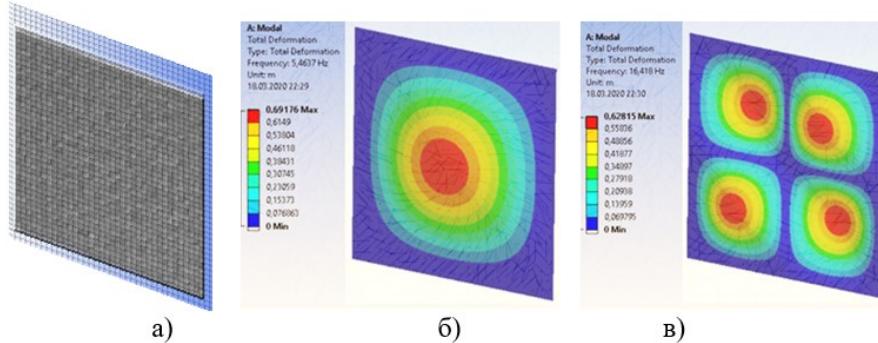


Рис. 2. Собственные частоты и формы колебаний пластины (ANSYS):  
а – модель; б – 1я частота (5,463 Гц); в – 2я частота (16,418 Гц)

## 2. Анализ структурного шума

На основе протестированных результатов колебаний панели (задней двери) решалась практическая задача по анализу уровня шума, излучаемого панелью в салон автомобиля на низших частотах. Расчет структурной компоненты шума выполняется методикой сложения компоненты звукового давления в деформируемом поверхностями ограждения воздушном объёме (рис. 3), изменением формы панелей (движением кинематических границ, рис. 4) вследствие принудительной вибрации [1, 5, 7]. Используется стандартный метод логарифмического суммирования для определения звукового давления в характерной точке салона – у головы водителя от дискретного набора источников – заданного количества узлов расчетной модели панелей конструкции: дверей, крыши, пола и т. д. (представляемых акустическими поршнями) по формуле суммарного сложения звукового давления  $L_{\text{сумм}} = 10 \lg \sum_{i=1}^n 10^{0,1L_i}$ .

В конечномерных представлениях (с учётом акустики ближней зоны) формула несколько изменена и дополнена, и имеет вид  $L_s = 10 \lg \sum_{i=1}^n 10^{0,1L_i(t)}$ .

Здесь  $L_i(t) = 20 \lg \left( \frac{P_{si} \cdot V_i(t)}{U'_0} \right)$ , дБ – уровень звукового давления воздуха (плотностью  $\rho$  скоростью звука  $C$ ), определяемый его волновым сопротивлением при движении приведенного к  $i$ -му узлу поршневого источника звука усреднённой площади  $S_i = \frac{S}{N}$  и скоростью  $V_i(t)$  для дискретной  $N$ -мерной модели при действии приложенной вибрации ( $P_{si} = \rho \cdot C \cdot S_i$ ),  $U'_0$  – пороговое значение выброскорости,  $S$  – площадь поверхности панели,  $V_i(t)$  – максимальная амплитуда вектора скоростей узла, определяемая суммой векторов его компонент по направлениям XYZ.

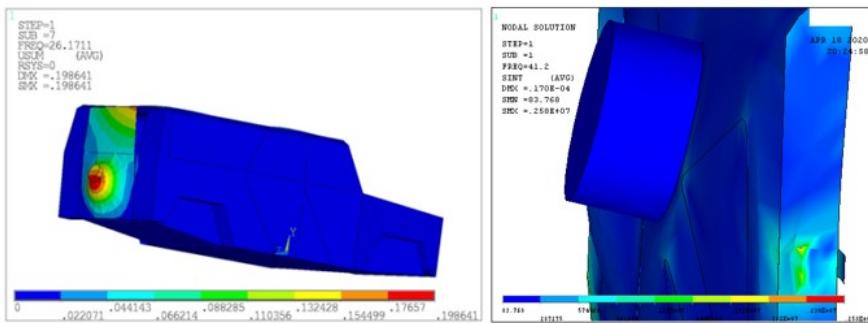


Рис. 3. Первая форма колебаний задней двери 26,17 Гц в составе кузова автомобиля

Гармонический анализ позволяет многократной последовательностью шагов определять отклик системы на различных частотах возбуждения. В нашем случае диапазон частот от 30 до 300 Гц.

Нагрузками, приложенными к местам крепления двери, являлась виброскорость (считывающаяся равномерно-распределённой), приложенная к точкам крепления, усреднённая по 2-м её измеренным значениям (рис. 4, точкам 1 и 2) основания кабины на каждой частоте диапазона, полагая, что это воздействие распространяется и на раму двери.

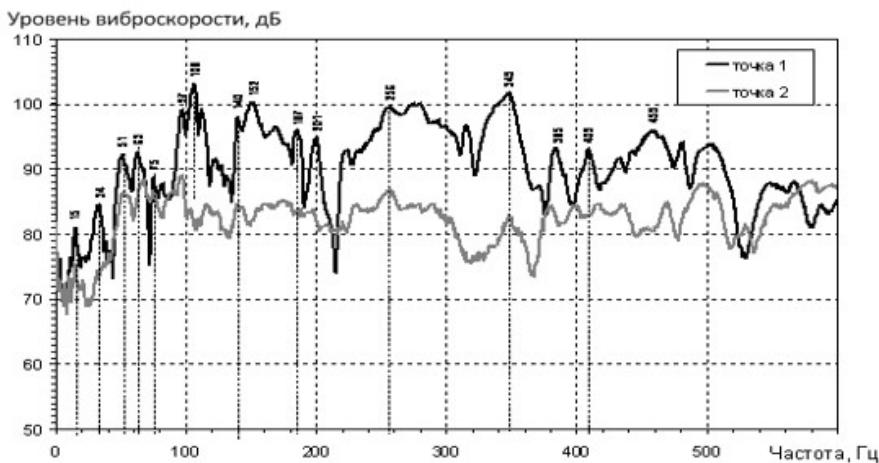


Рис. 4. Частотные характеристики вынужденных колебаний основания кабины, полученные экспериментально

Уровень виброскорости определяется по логарифмической формуле  $v = 10^{L_v/20} \cdot v_0$ , где  $v_0 = 5 \cdot 10^{-8}$  - пороговое (соответствующее порогу чувствительности на частоте 1000 Гц), значение виброскорости частотой 30 Гц (см. рис. 4). В ANSYS в качестве нагрузок, возможно также задание вибропрелемщений, которые при гармоническом законе изменения с круговой частотой  $\omega = 2\pi f$  необходимо пересчитывать по виброскорости  $x = v/\omega$  соотношением для диапазона частот 60, 90, 120, ..., 300 Гц (Табл. 1). На Рис. 5 показано поле звукового давления на поверхности панели.

Применялись конечные элементы типа FLUID30 – это 3D элемент и FLUID130 – вспомогательный элемент, используемый для моделирования бесконечной поверхности окружающей воздушной среды, а геометрия панели двери формировалась набором из тетраэдрических SOLID187, SOLID 95 и оболочечных SHELL93 элементов.

Уровни звукового давления, полученные вычислениями от вибрации рассматриваемой панели автомобиля, найдены в зоне головы водителя автомобиля

(табл. 2), а на Рис. 6 приведены экспериментально измеренные значения звукового давления в салоне автомобиля.

Таблица 1

Значения виброперемещений (слева) для соответствующих частот

Частота, Гц	Вибropеремещение, м
16	$2,75 \cdot 10^{-6}$
33	$2,3 \cdot 10^{-6}$
52	$3,75 \cdot 10^{-6}$
63	$3,36 \cdot 10^{-6}$
77	$2,08 \cdot 10^{-6}$
100	$2,8 \cdot 10^{-6}$
140	$2,46 \cdot 10^{-6}$
184	$1,52 \cdot 10^{-6}$
200	$1,37 \cdot 10^{-6}$
257	$1,73 \cdot 10^{-6}$

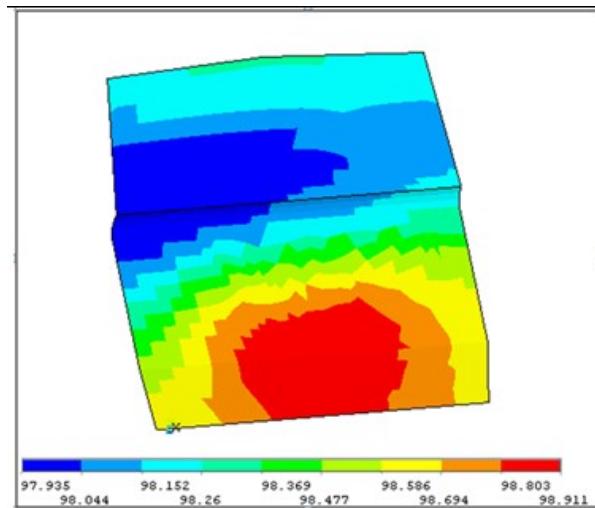


Рис. 5. Распределение звукового давления (дБ) на поверхности панели при колебаниях с частотой 41,2 Гц

Таблица 2

Расчетные уровни звукового давления на рабочем месте водителя для частот виброскоростей панели в диапазоне от 31,5 до 140 Гц без учета виброизоляции и звукооглощения

Частота, Гц	№ п/п	Октава №	Давление, дБ	
			Дверь задка без колеса	Дверь задка с колесом
51,2	1	2	76,05	79,32
66,5	2	2	82,47	86,55
77,2	3	2	87,52	89,47
97,8	4	3	89,13	93,21
99,0	5	3	89,63	93,69
108,0	6	3	90,75	94,18
115,6	7	3	91,49	95,27
123,5	8	3	92,56	96,05
127,0	9	3	92,96	96,39
132,2	10	3	93,09	96,57
СУМ, линейное			100,4	103,9
СУММА по 2 окт.			89,20	91,67
СУММА по 3 окт.			100,1	103,7

Компоненты вибрации по перемещениям действуют по горизонтальным и вертикальным направлениям. Такая расчётная схема позволяет с высокой степенью

достоверности выявлять как вид форм колебаний, так и положения областей инерционных масс (малоподвижных в пространстве) элементов конструкции.

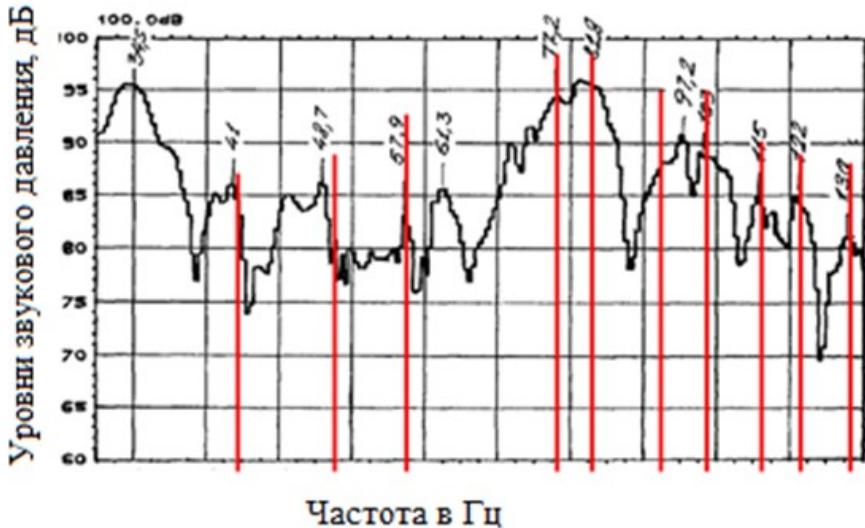


Рис. 5. Экспериментальные значения звукового давления, дБ, на рабочем месте водителя при вибрации в диапазоне от 31,5 до 140 Гц кузова автомобиля.

Расчетные данные показаны вертикальными прямыми

### Заключение

При частоте вибрации 41,2 Гц (Рис. 5) и других полученные значения звукового давления существенно превышают экспериментально измеренные уровни (Рис. 6, 41 Гц), что можно объяснить учетом вибрации поверхности панели. Отличающиеся результаты свидетельствуют также о необходимости доработки методики, применяемой в ANSYS только для анализа шума в низкочастотном диапазоне. Методика анализа напряженного состояния воздушной среды[1] является более сложной и трудоемкой, так как требует организации перехода к взаимодействию системы «твердое тело-воздушная среда» и не находит широкого распространения.

Поэтому направлением дальнейших исследований является модификация используемой методики пакета ANSYS для низкочастотного диапазона шума.

### Список литературы

1. Санников В.А., Яковлев А.П. Разработка методики расчёта структурного шума как колебаний связанных упругих сред. //Наука и технологии. Краткие сообщения XXXIII Всероссийской конференции по проблемам науки и технологий. Том 2. – Миасс: МСНТ, 2013г.-С. 36-38
2. Санников В.А., Яковлев С.П. Численно-экспериментальное обоснование методики расчёта структурного шума как колебаний связанных сред. / Мат. докл. межд. конф. «Восьмые Окуневские чтения» 25-28 июня 2013г.: –СПб.: БГТУ, 2013, с. 267-269.
3. Самойлов В.О., Пономаренко Г.Н., Енин Л.Д. Низкочастотная биоакустика. - С-Пб.: Изд-во Реверс, 1994 г.-215с.
4. Иванов, Н.И., Никифоров, А.С. Основы виброакустики.: Санкт-Петербург: Изд-во Политехника, 2000, 482 стр.

5. Колесников И.В., Пронников, Ю.В., Чукарин, А.Н. Основы акустического дизайна кабин водителя (теория и практика) Ростов-на-Дону: Изд-во ДГТУ, 2012 г., 120.с.
6. Биргер И.А., Пановко Я.Г. Прочность, устойчивость, колебания. Справочник в трех томах. Том 3. М.: Изд-во Машиностроение, 1968. – 567с.
7. Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле. М.: Изд-во Машиностроение, 1985. 472 с.

## References

1. Sannikov V.A., YAKOVLEV A.P. Razrabotka metodiki raschёta strukturnogo shuma kak kolebanij svyazannyh uprugih sred. //Nauka i tekhnologii. Kratkie soobshcheniya XXXIII Vserossijskoj konferencii po problemam nauki i tekhnologij. Tom 2. – Miass: MSNT, 2013g.-S. 36-38
2. Sannikov V.A., YAKOVLEV S.P. CHislenno-eksperimental'noe obosnovanie metodiki raschёta strukturnogo shuma kak kolebanij svyazannyh sred. / Mat. dokl. mezhd. konf. «Vos'mye Okunevskie chteniya» 25-28 iyunya 2013g.: –SPb.: BGTU, 2013, s. 267-269.
3. Samojlov V.O., Ponomarenko G.N., Enin L.D. Nizkochastotnaya bioakustika. -S-Pb.: Izd-vo Revers, 1994 g.-215s.
4. Ivanov, N.I., Nikiforov, A.S. Osnovy vibroakustiki.: Sankt-Peterburg: Izd-vo Politekhnika, 2000, 482 str.
5. Kolesnikov I.V., Pronnikov, YU.V., CHukarin, A.N. Osnovy akusticheskogo dizajna kabin voditelya (teoriya i praktika) Rostov-na-Donu: Izd-vo DGTU, 2012 g., 120.s.
6. Birger I.A., Panovko YA.G. Prochnost', ustojchivost', kolebaniya. Spravochnik v trekh tomah. Tom 3. M.: Izd-vo Mashinostroenie, 1968. – 567s.
7. Timoshenko S.P., YANG D.H., Uiver U. Kolebaniya v inzhenernom dele. M.: Izd-vo Mashinostroenie, 1985. 472 s.

УДК: 534.6  
OECD: 01.03.AA

## Исследование инфразвукового излучения в условиях урбанизированных территорий на примере Самарской области

Васильев А.В.

Генеральный директор, ООО «Институт химии и инженерной экологии»,  
г. Тольятти, РФ

### Аннотация

Проведены исследования инфразвукового излучения в условиях урбанизированных территорий Самарской области. Измерения производились в городах Самарской области: Самара, Сызрань, Жигулевск. В ряде точек выявлено превышение нормативных значений. Анализ результатов измерений уровней инфразвукового давления поршневого четырехступенчатого компрессора показал, что уровень инфразвукового излучения, создаваемого при работе компрессора, превышает установленные нормативы для рабочих мест. Необходимо разработать и внедрить мероприятия по снижению воздействия инфразвука в установленных неблагоприятных зонах урбанизированных территорий и инфразвукового излучения от производственного оборудования.

**Ключевые слова:** инфразвук, урбанизированная территория, измерение, исследование, анализ.

### *Research of infrasound radiation in conditions of urban territories on the example of Samara region*

Vasilyev A.V.

Director general, LLS “Institute of Chemistry and Engineering Ecology”, Togliatti, Russia

### *Abstract*

Research of infrasound radiation in conditions of urban territory of Samara region have been carried out. Measurements have been carried out in towns of Samara region: Samara, Syzran, Zhigulyovsk. In a number of points of measurements exceeding of norms on sound pressure levels of infrasound have been determined. Analysis of measurements results of sound pressure levels of infrasound of piston four-stage compressor is showing that infrasound radiation level generated during compressor operation, is exceeding norms for working places. It is necessary to develop and to implement measures of reduction of impact of infrasound in determined dangerous zones of urban territories and of infrasound radiation form industrial equipment.

**Keywords:** infrasound, urban territory, measurement, research, analysis.

### **Введение**

В зависимости от интенсивности или уровней инфразвук может наносить значительный ущерб здоровью и работоспособности человека[1-6, 8, 9, 11, 12]. Результаты исследований действия инфразвука на человека показывают, что вредное воздействие

инфразвук носит комплексный характер и в том числе выражается в угнетении слуховой, вестибулярной и статокинетической функций; появлении признаков утомления и снижении работоспособности, воздействии на вестибулярный аппарат, сердечно-сосудистую систему и др.

Звук на низких частотах и инфразвук преодолевает большие расстояния практически с минимальными потерями звуковой энергии, что показано в ряде работ [2, 7-10]. Поэтому интенсивное воздействие инфразвука на человека возможно на значительной части урбанизированных территорий.

Транспорт является одним из наиболее интенсивных излучателей инфразвука и низкочастотного шума в городской среде. При этом интенсивность инфразвукового излучения от транспорта непрерывно возрастает. Другими значительными источниками инфразвукового воздействия на окружающую среду и жилые массивы являются производственные предприятия машиностроения, химической промышленности, объекты энергетики и др.[3, 7, 9].

Настоящая статья посвящена исследованию инфразвукового излучения в условиях урбанизированных территорий на примере Самарской области России.

## **1. Измерения уровней инфразвука на территории Самарской области**

Исследования по оценке уровней инфразвука проводились в дневное время в будние дни более чем в 150 точках различных районов Самарской области. Измерялись спектральные и эквивалентные значения уровней инфразвука и низкочастотного звука в октавной и 1/3-октавной полосах частот. В качестве оборудования, с помощью которого производились замеры уровней инфразвука, был выбран шумомер - анализатор шума "Октава 101АМ".

Из общего числа измерений более 60 были проведены на территории городского округа Самара. При анализе результатов измерений были выявлены превышения норм уровней звукового давления (УЗД) в октавной и 1/3-октавной полосах частот в следующих точках измерения: Промышленный район, селитебная территория микрорайона Солнечный-2, Промышленный район, ул. Нововокзальная, дом №162, Октябрьский район, ул. Ново-Садовая, дом №33, Самарский район, ул. Куйбышева, дом №106, Железнодорожный район, ул. Партизанская, дом №140 и др.

Более 30 замеров УЗД инфразвука и низкочастотного шума в октавной и 1/3-октавной полосах частот было проведено в пределах городского округа Жигулевск. По результатам этих измерений превышений предельно допустимых уровней (ПДУ) инфразвука и низкочастотного звука в октавной и 1/3-октавной полосах частот не обнаружено. Хотя, стоит отметить, что в ряде точек полученные значения измерений оказались весьма близки к предельно допустимым.

Еще одна серия измерений УЗД инфразвука и низкочастотного шума в октавной и 1/3-октавной полосах частот в количестве более 40 штук была проведена в городском округе Сызрань. При оценке результатов замеров УЗД инфразвука и низкочастотного звука в октавной и 1/3-октавной полосах частот были выявлены превышения в следующих точках: ул. Советская, дом №104; №14, пр-т 50 лет Октября, дом №79; №15, ул. Металлистов, дом №27; №16 г. Сызрань, ул. Шухова, дом №10 и др.

Примеры представления диаграмм спектральных характеристик инфразвука для жилых территорий Самарской области показаны на рис. 1-3.

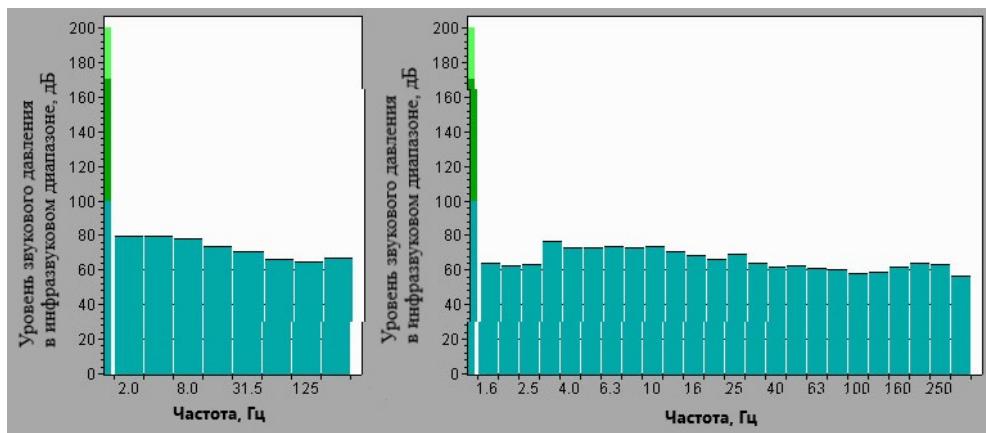


Рис. 1. Октаавный и 1/3-октаавный спектры уровней звукового давления инфразвука в г. Самара, Кировский район, ул. Демократическая, дом №4

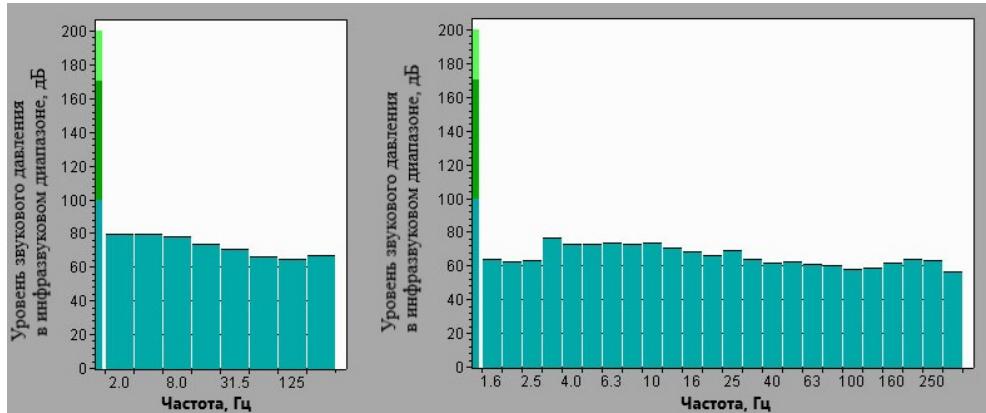


Рис. 2. Октаавный и 1/3-октаавный спектры уровней звукового давления инфразвука в г. Жигулевск, ул. Приволжская, дом №12

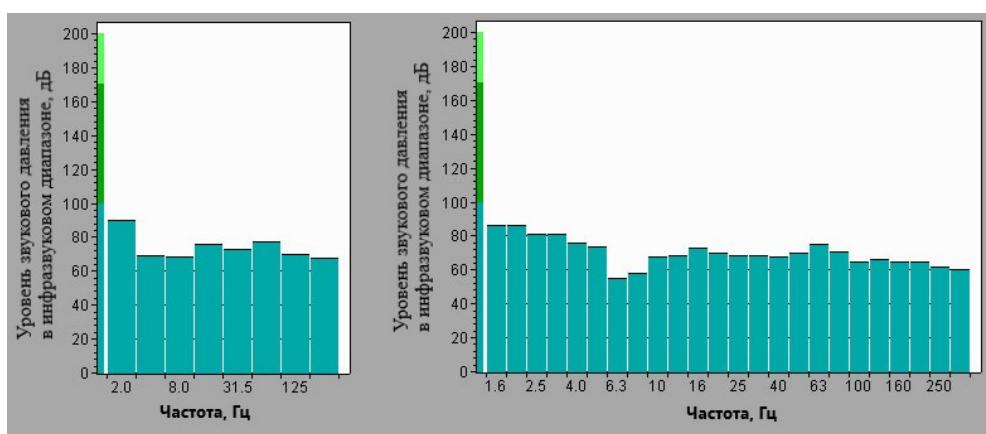


Рис. 3. Октаавный и 1/3-октаавный спектры уровней звукового давления инфразвука в г. Сызрань, ул. Урицкого, дом №102

В соответствии требованиям нормативного документа СН 2.2.4 / 2.1.8.583-96 ПДУ инфразвука на территории жилой застройки соответствует 90 дБ Лин (общий уровень инфразвука). В октавных полосах частот: 2 Гц - 90 дБ; 4 Гц - 85 дБ, 8 Гц - 80 дБ,

16 Гц - 75 дБ. Если характер инфразвука прерывистый, то, согласно нормам, его УЗД измеряемый по шкале измерителя уровня звука «Лин», не должен превышать 120 дБ.

На территории городского округа Тольятти были выявлены превышения ПДУ звукового давления инфразвука в октавной и 1/3-октавной полосах частот.

**Таблица 1**  
Классификация стационарных источников шума по категориям

<b>Адрес</b>	<b>Превышение нормативных значений по УЗД инфразвука в октавной и 1/3-октавной полосах частот, дБ</b>			
	<b>2 Гц</b>	<b>4 Гц</b>	<b>8 Гц</b>	<b>16 Гц</b>
Центральный район, ул. Родины, д. №36	1	3	3	2
Центральный район, ул. Лесная, д. №46	1	3	3	3
Комсомольский район, ул. Л. Чайкиной, дом №63	11	11	5	-
Комсомольский район, ул. У. Громовой, дом №50	8	7	5	1
Комсомольский район, ул. Ярославская, дом №49	8	6	5	1
Комсомольский район, ул. Мурысева, дом №100	7	6	4	1
Комсомольский район, ул. Коммунистическая, дом №87	7	6	4	1
Комсомольский район, ул. Матросова, дом №1	6	5	4	2
Комсомольский район, ул. Громовой, дом №20	6	5	3	2
Комсомольский район, ул. З. Космодемьянской, дом №34	6	5	3	3
Комсомольский район, ул. Механизаторов, дом №16	5	4	3	3
№К-10, Комсомольский район, ул. Есенина, дом №16	5	4	3	4

Таким образом, анализ результатов измерений показывает, что для ряда участков урбанизированных территорий Самарской области наблюдаются превышения нормативов санитарно-гигиенических требований в октавных полосах частот. В ряде точек измеренные значения уровней инфразвука соответствуют нормам, но для ряда точек значения УЗД инфразвука предельно близки к максимально допустимым.

## **2. Измерения уровня инфразвукового излучения на промышленных площадках Самарской области**

Измерялись также уровни инфразвукового излучения на промышленных площадках Самарской области. Результаты измерения уровней инфразвукового давления (октавный и 1/3-октавный спектры) поршневого четырехступенчатого компрессора «Маннесманн-Меер» в цехе №4 ПАО «КуйбышевАзот» приведены на рис. 4,5. Измерения

проводились современным акустическим оборудованием (Анализатор шума и вибрации "Ассистент").

Анализ результатов измерений в условиях производства показывает, что уровень инфразвукового излучения, создаваемого при работе компрессора, превышает установленные нормативы для рабочих мест. Для всех измерений максимальные значения уровней инфразвукового давления в октавном диапазоне наблюдаются на частоте 16 Гц, в 1/3-октавном диапазоне – на частоте 20 Гц. Также можно сделать вывод, что при работе компрессора создается интенсивное инфразвуковое излучение в окружающую среду.

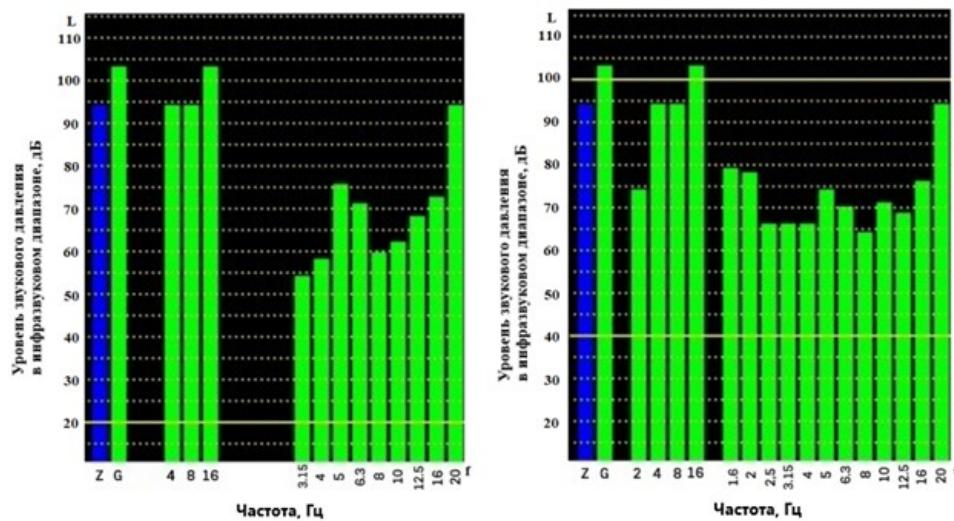


Рис. 4. Октавный и 1/3-октавный спектры уровней звукового давления инфразвука поршневого четырехступенчатого компрессора «Маннесманн-Меер» в цехе №4 ПАО «КуйбышевАЗот», измерение:

слева - возле цилиндра первой ступени на расстоянии 1,5 метра  
справа - возле цилиндра четвертой ступени на расстоянии 1,5 метра

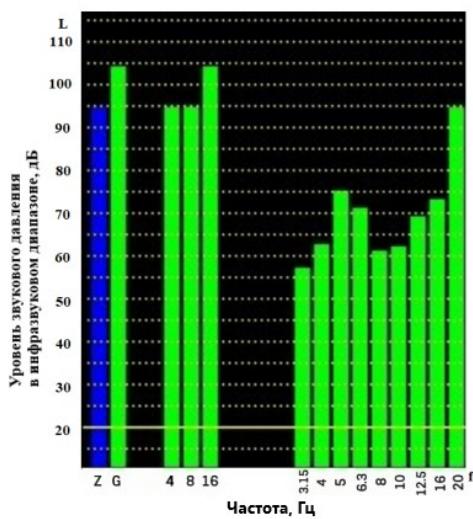


Рис. 5. Октавный и 1/3-октавный спектры уровней звукового давления инфразвука поршневого четырехступенчатого компрессора «Маннесманн-Меер» в цехе №4 ПАО «КуйбышевАЗот», измерение возле направляющей крейцкопфа и картера компрессора на расстоянии 1,5 метра

Также по результатам проведенных измерений были составлены карты инфразвука на территории Самарской области. В качестве примера на рис. 6 показана карта инфразвукового излучения для селитебной территории г. Самара.



Рис. 6. Карта инфразвукового излучения для селитебной территории г. Самара  
Условные обозначения:

- зеленый цвет – УЗД инфразвука в октавных диапазонах:

$<90\text{дБ}$  – при  $f=2\text{Гц}$ ,  $<85\text{дБ}$  – при  $f=4\text{Гц}$ ,  $<80\text{дБ}$  – при  $f=8\text{Гц}$ ,  $<75\text{дБ}$  – при  $f=16\text{Гц}$ ;

- жёлтый цвет – УЗД инфразвука в октавных диапазонах:

$90-95\text{дБ}$  – при  $f=2\text{Гц}$ ;  $85-90\text{дБ}$  – при  $f=4\text{Гц}$ ;  $80-85\text{дБ}$  – при  $f=8\text{Гц}$ ,  $75-80\text{дБ}$  – при  $f=16\text{Гц}$ ;

- красный цвет – УЗД инфразвука в октавных диапазонах:

$>95\text{дБ}$  – при  $f=2\text{Гц}$ ;  $>90\text{дБ}$  – при  $f=4\text{Гц}$ ;  $>85\text{дБ}$  – при  $f=8\text{Гц}$ ,  $>80\text{дБ}$  – при  $f=16\text{Гц}$

## Заключение

В ходе проведенных измерений на территории Самарской области были выявлены превышения нормативных требований по уровням воздействия инфразвука в некоторых точках измерения селитебной зоны и на производственных площадках. Исходя из этого можно говорить о высоком уровне проблемы повышенного инфразвукового воздействия на урбанизированных территориях Самарской области.

Необходимо разработать и внедрить мероприятия по снижению воздействия инфразвука в установленных неблагоприятных зонах урбанизированных территорий и инфразвукового излучения от производственного оборудования, а также продолжить исследования уровней инфразвука в жилой зоне и на промышленных площадках.

*Работа выполнена в рамках губернского гранта Самарской области по науке и технике.*

## Список литературы

1. Алексеева Н.А., Васильев А.В., Шишкун В.А., Пимкин В.В. Мониторинг акустического загрязнения на территории Самарской области и методы его снижения. Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2007. № 5. С. 11-14.

2. Васильев А.В. Экологический мониторинг физических загрязнений на территории Самарской области. Снижение воздействия источников загрязнений: монография / Самара, 2009.
3. Васильев А.В. Акустическая экология города: учеб. пособие для студентов вузов / А. В. Васильев; Федеральное агентство по образованию, Тольяттинский гос. ун-т. Тольятти, 2007 - 166 с.
4. Васильев А.В. Шумовая безопасность урбанизированных территорий. Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2014. Т. 16. № 1-1. С. 299-305.
5. Васильев А.В. Анализ шумовых характеристик селитебной территории г. Тольятти. Экология и промышленность России. 2005. № 4. С. 20-23.
6. Васильев А.В., Розенберг Г.С. Мониторинг акустического загрязнения селитебной территории г. Тольятти и оценка его влияния на здоровье населения. Безопасность в техносфере. 2007. № 3. С. 9-12.
7. Гагарин С.А., Рожихин Н.С. Особенности излучения инфразвука и низкочастотных колебаний от трансформаторных подстанций города Ижевска. Вестник Удмуртского университета, серия «Биология. Науки о земле». 2017, т. 27, вып. 4. С. 437-444.
8. Зинкин В.М., Солдатов С.К., Богомолов А.В., Драган С.П. Актуальные проблемы защиты населения от низкочастотного шума и инфразвука. Технологии гражданской безопасности. 2015. Т. 12, №1 (43). С. 90-96.
9. Иванов Н.И., Никифоров А.С. Основы вибраакустики: Учебник для вузов – СПб.: Политехника, 2000. – 482 с.: ил.
10. Luzzi S., Vasilyev A.V. Noise mapping and action planning in the Italian and Russian experience. 8th European Conference on Noise Control 2009, EURONOISE 2009 – Proceedings of the Institute of Acoustics 2009. (Васильев А.В., Луцци С. Новые подходы к мониторингу шума дорожного движения. Труды восьмой европейской научной конференции по борьбе с шумом "Евро-Шум 2009", г. Эдинбург, Великобритания, 26-28 октября 2009 г., электронный сборник трудов, с.: 10).
11. Vasilyev A.V. Method and approaches to the estimation of ecological risks of urban territories. Safety of Technogenic Environment. 2014. № 6. С. 43-46. (Васильев А.В. Метод и подходы к оценке экологических рисков урбанизированных территорий. В сб. трудов реферируемого научного журнала "Безопасность техногенной среды" Рижского технического университета: Рига, Латвия, изд-во Рижского технического университета, 2014, №6, с. 43-46).
12. Vasilyev A.V., Sannikov V.A. and Tyurina N.V. Experience of estimation and reduction of noise and vibration of industrial enterprises of Russia. Journal "Akustika", Czech Republic, Volume 32, March 2019, pp. 247-250. (Васильев А.В., Санников В.А., Тюрина Н.В. Опыт оценки и снижения шума и вибрации промышленных предприятий России. Журнал «Акустика», Чешская Республика, т. 32, Март 2019 г., с.247-250).

## References

1. Alexeeva N.A., Vasilyev A.V., Shishkin V.A., Pimkin V.V. Monitoring of acoustical pollution on the territory of Samara region. The Bulleting of Samara Scientific Center of Russian Academy of Sciences, Samara, 2007, Issue "S", pp. 11-14.
2. Vasilyev A.V. Ecological Monitoring of Physical Pollutions on the Territory of Samara Region. Reduction of Impact of Sources of Physical Pollutions. Book. – Samara, Edition of Samara Scientific Center of Russian Academy of Science, Samara, Russia, 2009.

3. Vasilyev A.V. Acoustical Ecology of Town. Educational Book for Teaching of Students of Universities. Togliatti: Edition of Togliatti State University, 2007,
4. Vasilyev A.V. Noise Safety of Urban Territories. The Bulleting of Samara Scientific Center of Russian Academy of Sciences, Samara, 2014, Volume 16, No 1-1, pp. 299-305.
5. Vassiliev A.V. Analysis of Noise Characteristic of Living Area of Togliatti City. Ecology and Industry of Russia, No 4, April 2005, pp. 20-23.
6. Vasilyev A.V., Rozenberg G.S. Monitoring of Noise Pollution in Living Area of Togliatti City and Estimation of Its Influence to the Health of Inhabitants. Proc. of Scientific-Practical Journal "Safety in Technosphere", No 3, 2007, pp. 9-12.
7. Gagarin S.A., Rozhikhin N.S. Peculiarities of radiation of infrasound and of low frequency oscillations from transformer substations of Izhevsk town. The Bulleting of Udmurtsky University, "Biology. Earth science" series. 2017. Vol. 27. Issue 4, pp. 437-444.
8. Zinkin V.M., Soldatov S.K., Bogomolov A.V., Dragan S.P. Relevant problems of protection of population from low frequency noise and infrasound. Technologies of civil security. 2015. Vol. 12, No. 1(43), pp. 90-96.
9. Ivanov N.I., Nikiforov A.S. Foundations of Vibration and Acoustics: book – St.-Petersburg, Polytechnika, 2000. – P: 482.
10. Luzzi S., Vasilyev A.V. Noise mapping and action planning in the Italian and Russian experience. 8th European Conference on Noise Control 2009, EURONOISE 2009 – Proceedings of the Institute of Acoustics 2009.
11. Vasilyev A.V. Method and approaches to the estimation of ecological risks of urban territories. Safety of Technogenic Environment. 2014. № 6. C. 43-46.
12. Vasilyev A.V., Sannikov V.A. and Tyurina N.V. Experience of estimation and reduction of noise and vibration of industrial enterprises of Russia. Journal "Akustika", Czech Republic, Volume 32, March 2019, pp. 247-250.

## Уважаемые читатели журнала Noise Theory and Practice!

Приглашаем вас принять участие в  
**VIII Всероссийской научно-практической конференции**  
**с международным участием**  
**"Защита от повышенного шума и вибрации"**



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

Конференция состоится 23-25 марта 2021 года в online-формате! Подробная информация на сайте <https://noise-conf.com/>

### Программа конференции

23 марта 2021 г.



Пленарное заседание

24 марта 2021 г.

Секционные доклады

25 марта 2021 г.

Обучающий семинар и конкурс молодых ученых.  
Подведение итогов конференции

### Партнеры и спонсоры





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

Кафедра подготавливает специалистов по направлениям:

**Бакалавр - Безопасность технологических процессов и производств**

**Магистр - Инженерная защита окружающей среды**

**Диссертационный совет Д 212.010.01**

01.04.06 - Акустика

05.26.01 - Охрана труда (в машиностроении)

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

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



## **Общество с ограниченной ответственностью "Институт акустических конструкций"**

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

Организационная структура предприятия:

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

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

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

**Александр Шашурин**  
Генеральный директор

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

**ООО "ИАК"**

**при БГТУ "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова**



## **Главная цель**

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

## **Основные задачи**

Основными задачами Журнала являются:

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

## **Научное цитирование Журнала**

Журнал является общедоступным для чтения неограниченным числом пользователей.

Материалы Журнала индексируют в научометрических базах Российского Индекса Научного Цитирования (РИНЦ), Google Scholar. Журнал включен в научные электронные библиотеки "КиберЛенинка", Соционет, Figshare, 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  
2020