

ISSN 2412-8627

Vol. 7 No. 3

12+

Noise

Theory and Practice

Scientific Journal



III
2021

Acoustic Design Institute

Редакционная коллегия

Главный редактор

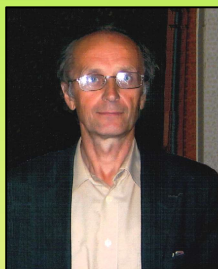
Иванов Николай Игоревич



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

Заместитель главного редактора

Курцев Геннадий Михайлович



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

Члены редакционной коллегии

Дроздова Людмила Филипповна



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

Заплетников Игорь Николаевич



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

Элеонора Карлетти



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

Серджио Луцци



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

Тюрин Александр Павлович



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

Васильев Андрей Витальевич



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

Тупов Владимир Борисович



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

Цукерников Илья Евсеевич



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

Шашурин Александр Евгеньевич



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

Тюрина Наталья Васильевна



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

Рассошенко Юлия Сергеевна



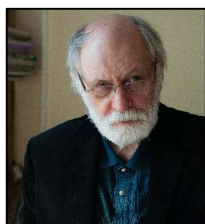
Кандидат технических наук, доцент кафедры "Экология и производственная безопасность" Балтийского государственного технического университета "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова (г. Санкт-Петербург, РФ)

Дэвид Копли



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

Емельянов Владислав Николаевич



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

Editor-in-chief

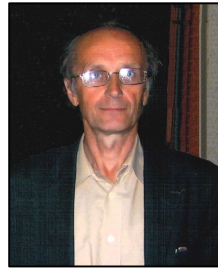
Nickolay Ivanov



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

Deputy Editor-in-Chief

Gennadiy Kurzev



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

Members of the Editorial Board

Lyudmila Drozdova



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

Igor Zapletnikov



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

Eleonora Carletti



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

Sergio Luzzi



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

Alexander Tyurin



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

Andrey Vasilyev



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

Vladimir Tupov



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

Ilya Tsukernikov



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

Aleksandr Shashurin



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

Natalya Tyurina



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

Iuliia Rassoshenko



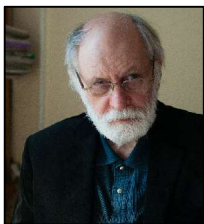
Ph.D. of Engineering Science, Senior Researcher of the Scientific Research Unit, Assistant Professor of the Department of Ecology and Industrial Safety of the Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D.F. Ustinov (St. Petersburg, Russia)

David Copley



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

Vladislav Emelyanov



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

Научный журнал

Том 7 №3

Учредитель

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

Сетевой Научный Журнал 'Noise Theory and Practice'

выпускается с 2015 г.

Основателем Журнала является
д.т.н., профессор кафедры
"Экология и производственная
безопасность "

Балтийского государственного
технического университета
"ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова
основатель транспортной
акустики в России -
Иванов Николай Игоревич.

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

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

Фактический адрес редакции

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

+7 (812) 495-77-97

www.noisetp.com

e-mail: issues@noisetp.com

Ответственный секретарь

Рассошенко Ю.С.

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

Свидетельство

ЭЛ № ФС 77-74057

Содержание

Соловьева О.С., Элькин Ю.И. РУС

Защита жилой застройки от шума стройплощадок
стр. 7-15

**Олехвер А.И., Богданов А.В., Ремшев Е.Ю.,
Силаев М.Ю.** РУС

Качественная оценка применения метода
акустической эмиссии для контроля давления
срабатывания мембран ответственного назначения
стр. 16-28

Гончаренко Б.И. РУС

Экспериментальное исследование скалярно-
векторной структуры шумового поля
электропоезда при наличии акустического экрана
стр. 29-35

**Ремшев Е.Ю., Павлов А.С., Храмова Д.А.,
Митчин Н.А.** РУС

Оценка возможности моделирования
вибро-шумовых характеристик трубопровода
и их элементов методом компьютерного
моделирования

стр. 36-41

Борцова С.С. РУС

К оценке ущерба от транспортного шума
стр. 42-49

Русяков Д.В. РУС

Теоретические исследования вибрации и
шумообразования несущих систем
многошпиндельных деревообрабатывающих
станков
стр. 50-58

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

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

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

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

Location address of the Editorial office

17 building 'A' Bumazhnaya str.,
office 436-1
+7 (812) 495-77-97
www.noisetp.com
e-mail: issues@noisetp.com
Executive Secretary
Rassoshenko Iuliia

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

Contents

Solovieva O. S., Elkin Y.I.	RUS
Protection of residential buildings from the noise of construction sites p. 7-15	
Olekhver A.I., Bogdanov A.V., Remshev E.Y., Silaev M.Y.	RUS
Qualitative assessment of the application of the acoustic emission method for monitoring the response pressure of critical membranes p. 16-28	
Goncharenko B.I.	RUS
Experimental study of the scalar-vector structure of the noise field of an electric train in the presence of an acoustic screen p. 29-35	
Remshev E.Yu., Pavlov A.S., Khramova D.A., Mitchin N.A.	RUS
Evaluation of the possibility of modeling the vibration-noise characteristics of the pipeline and their elements by the method of computer simulation p. 36-41	
Bortsova S.S.	RUS
To assess damage from traffic noise p. 42-49	
Ruslyakov D.V.	RUS
Theoretical studies of vibration and noise generation of carrying systems of multi-spindle woodworking machines p. 50-58	

УДК: 625.098
OECD: 01.03.AA

Защита жилой застройки от шума стройплощадок

Соловьева О.С.¹, Элькин Ю.И.²

¹ Магистрант, ² Д.т.н., профессор кафедры «Техносферная безопасность»
^{1,2} Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет
(МАДИ), г. Москва, РФ

Аннотация

В данной статье рассматривается проблема снижения уровня шума на селитебной территории, расположенной в непосредственной близости от строительных площадок. Так как стройплощадки зачастую располагаются на небольшом расстоянии от уже существующих жилых зданий, то устройство только обычного шумозащитного экрана - стенки будет неэффективно. В связи с этим нами была разработана классификация временных, то есть на время строительства экранирующих шумозащитных конструкций, комплексное применение которых позволит добиться нормативных значений уровня шума в прилегающей жилой застройке. Из пяти видов экранов, указанных в классификации, в статье приведены конструкции трех, а именно: навесные экраны на рабочие органы строительно-дорожных машин, накладные экраны в оконных проемах и фасадные (настенные) шумозащитные экраны.

Ключевые слова: снижение уровня шума стройплощадок, жилая застройка, навесные экраны, накладные оконные экраны, фасадные экраны, классификация временных шумозащитных конструкций.

Protection of residential buildings from the noise of construction sites

Solovieva O. S.¹, Elkin Y.I.²

¹ Master student, ² DSc, professor of the department of Technosphere Safety
^{1,2} Moscow Automobile and Construction State Technical University (MADI), Moscow, Russia

Abstract

An article discusses the problem of noise reduction in a residential area located in the immediate vicinity of construction sites. Since construction sites are often located at a short distance from existing residential buildings, it will be ineffective to install only a conventional noise barrier - walls. In this regard, we have developed a classification of temporary so for the duration of construction of shielding noise protection structures for construction sites, the complex application of which will make it possible to achieve standard noise levels in the adjacent residential area. The article presents the efficiency calculation and designs of three screens namely: curtain screens on the working bodies of road construction machines, overhead screens in window openings and facade (wall) noise screens.

Keywords: noise reduction of construction sites, residential buildings, curtain screens, overhead window screens, facade screens, classification of temporary noise-proof structures.

Введение

Актуальность борьбы с шумом в строительстве во всех ее направлениях была и остается несомненной. Особенно она обострилась в последние годы в связи со значительным увеличением числа стройплощадок, особенно в новых районах, где строительства новых зданий идет непосредственно под окнами уже заселенного дома.

По данным департамента градостроительной политики г. Москвы в апреле 2020 года введено в эксплуатацию 648,3 тысячи квадратных метров недвижимости. А за 4 месяца (январь - апрель) 2020 года введено в эксплуатацию 3,985 миллиона квадратных метров недвижимости [1]. Строительство новых зданий и объектов инфраструктуры на территориях крупных мегаполисов идет постоянно. С каждым годом осваивается и застраивается все больше и больше новых территорий.

Для соблюдения нормативных уровней шума в жилых застройках [2,3] необходимо предусматривать меры по снижению уровня шума от строительных площадок. В данной статье предложены конструкции различных видов временных (только на время строительства) шумозащитных экранирующих конструкций, которые обеспечат достижение шумовых нормативов на селитебной территории.

В настоящее время для шумозащиты прилегающей жилой застройки используют различные виды шумозащитных ограждений. Для наших целей основным недостатком таких конструкций является «капитальность» их монтажа (например, на ленточном фундаменте), что не подходит для их временного использования и возможного перемещения с учетом конфигурации стройплощадки в плане. Нередко строительство новых зданий происходит в стесненных условиях, где возведение постоянных шумозащитных экранов и других ограждений является невозможным.

Таким образом, представляется важным разработка временных, относительно легких и дешевых передвижных шумозащитных ограждений, позволяющих добиться нормативных уровней шума в прилегающей жилой застройке.

1. Классификация

В настоящее время на строительных площадках используются в основном охранные (нешумозащитные) ограждения высотой не более 2,5 м, что практически не препятствует распространению шума до ближайшей селитебной территории. В связи с этим нами была разработана классификация шумозащитных экранов, которые возможно применять при строительстве для эффективного снижения уровня шума (таблица 1). К таким ограждениям можно отнести и экраны на самой строительной площадке, и экраны непосредственно на строительном-дорожном машинах (СДМ), работающих на стройплощадках, и экраны непосредственно на защищаемых зданиях.

Таблица 1

Классификация временных (на время строительства) шумозащитных конструкций

Группа экранов	Вид экранов	Размещение	Вид панелей
Экраны для установки на территории и по периметру стройплощадки	Периметральный шумозащитный экран	По периметру стройплощадки	Отражающе-поглощающие, отражающие и их комбинация
	Внутрисекторальный шумозащитный экран	Для ограждения наиболее шумного сектора в границах строительства. Возможно перемещать по всей территории стройплощадки	Отражающие
Экраны на СДМ	Навесные шумозащитные экраны	Экраны, устанавливаемые на наиболее шумный орган СДМ	Отражающе-поглощающие, отражающие
Экраны для защиты жилого здания (устанавливаются непосредственно на самом здании)	Накладной оконный шумозащитный экран (НОШЭ)	Снаружи в уже существующий оконный проем («дополнительное окно»)	Отражающие, светопрозрачные
	Экран фасадный (настенный)	Монтируется на стене (фасаде) жилого здания со стороны стройплощадки на расстоянии 1м	Отражающие, светопрозрачные

Приведенные выше виды экранирующих ограждений позволят снизить уровень шума от строительной площадки до нормативных значений даже при небольшой удаленности жилой застройки от производства работ по строительству зданий.

2. Периметральные и внутрисекторальные экраны

Периметральные шумозащитные экраны представляют собой временное ограждение строительной площадки, при этом, помимо снижения уровня шума, они также выполняют и охранные функции. Данные конструкции могут состоять из различного вида панелей (поглощающие, отражающе-поглощающие панели) [4]. Одной из основных сложностей в конструкции такого рода экранов служит их крепление, так как устраивать свайный или ленточный фундамент для временных конструкций нецелесообразно и требует больших затрат. Особенностью периметральных экранов является необходимость обеспечить как относительную простоту их сборки-разборки и перевозки (с учетом многократности этого цикла), так и достаточную их устойчивость и надежность при различных нагрузках, в том числе и ветровых.

Шум при производстве работ по строительству комплекса зданий очень часто носит локальный (точечный) характер. К таким источникам шума можно отнести насосы, компрессоры, различные дробильные установки, машины для приготовления и распределения смеси, дизель молоты, вибропогрузчики и другие.

Внутрисекторальные шумозащитные экраны устанавливаются в непосредственной близости от наиболее шумного (на данный момент) участка (сектора) работ, т.е. в зоне действия прямого звука. Данные конструкции отличаются как небольшими габаритными размерами (высота не более 3м), так и сравнительно небольшой массой, что позволяет относительно легко и с минимальным применением дополнительной техники перемещать их по всей стройплощадке [4].

Преимуществом описанных конструкций служит легкость сборки и возможность их многократного применения, так как конструкция состоит из небольших сэндвич-панелей, скрепляемых между собой и устанавливаемых между стойками.

3. Навесные экраны на СДМ

Многие процессы производства работ на строительных площадках связаны с использованием СДМ, в процессе работы которых создаются высокие уровни шума. Наиболее шумной строительной техникой, используемой при строительстве комплекса зданий, являются вибропогрузатель, дизель-молот и сваебойная машина.

В связи с этим для снижения уровня шума от СДМ были разработаны конструкции навесных шумозащитных экранов на рабочий орган машины.

В качестве навесного экранирующего элемента можно использовать уже известные поглощающе-отражающие металлические сэндвич-панели (сталь толщиной до 1 мм) и звукопоглощающий (ЗП) материал толщиной 60 мм (маты из стекловолокна, обшитые стеклотканью). Таким образом, металлические сэндвич-панели представляют собой трехслойную конструкцию, которая набирается из двух металлических листов, один из которых перфорированный, и заключенного между ними звукопоглощающего материала.

На рисунках 1 и 2 приведены рекомендуемые для применения схемы установки навесных шумозащитных экранов на наиболее шумные органы СДМ, используемых при строительстве комплекса зданий на территории Москвы.

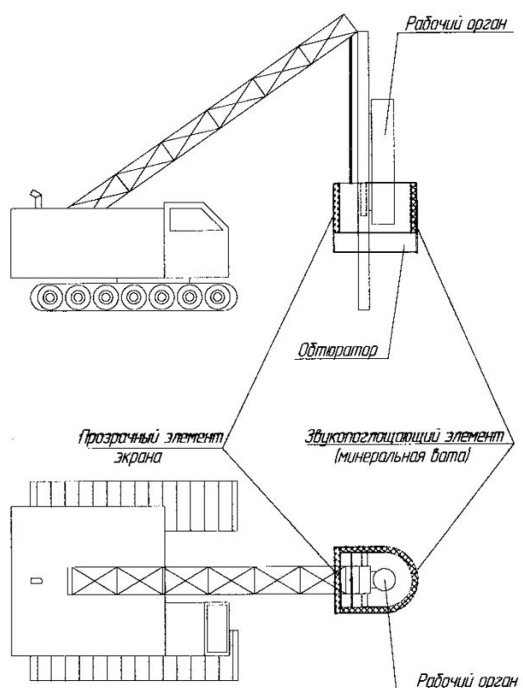


Рис. 1. Схема установки акустического экрана на рабочем органе дизель-молота

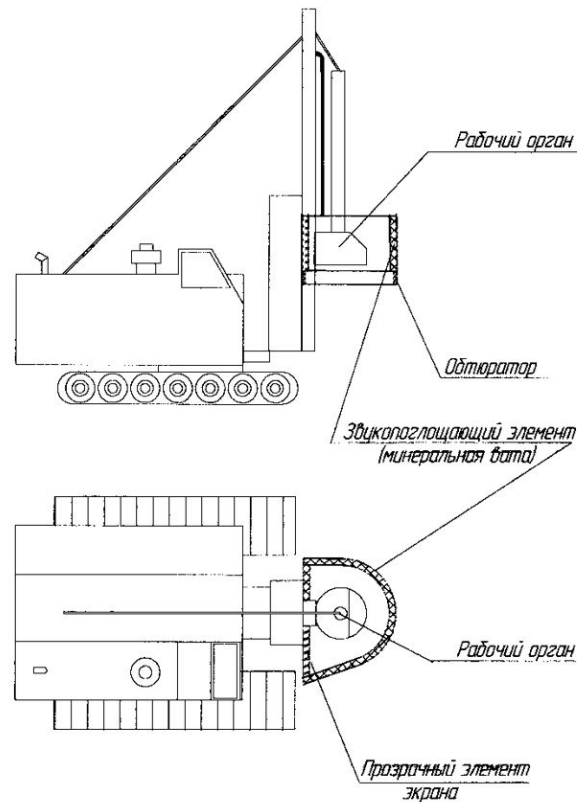


Рис. 2. Схема установки акустического экрана на рабочем органе вибропогрузателя

Снижения внешнего шума на вибропогрузателе и дизель-молоте достигается установкой замкнутых экранов на рабочих органах. Данные акустические экраны соприкасаются с поверхностью земли за счет устройства на них obtюратора.

Экспериментальные данные по снижению уровня шума, выбранными конструкциями приведены в таблице 2 [5].

Таблица 2

Уровень внешнего шума СДМ на рабочем режиме

СДМ	Наличие шумозащиты	УЗ, дБА	Примечание
Дизель-молот	Без ш/з	99	-
	С установленной ш/з	86	Конструкция из ЗП матов
Вибропогрузатель	Без ш/з	97	-
	С установленной ш/з	84	Конструкция из ЗП матов

Эффективность приведенных выше конструкции из звукопоглощающих матов для снижения внешнего шума от шумовиброактивных источников СДМ составляет 13 дБА. Разработанная конструкция позволит дополнительно снизить уровень шума на строительных площадках на наиболее шумном этапе производства работ.

4. Накладные оконные шумозащитные экраны

В настоящее время жилые здания, офисы и другие помещения зачастую располагаются настолько близко к действующим стройплощадкам, что использование предлагаемых выше периметральных, внутрисекторальных и навесных экранов не всегда

сможет обеспечить эффективную защиту от шума особенно для людей, проживающих на верхних этажах. В таких случаях необходимо предусматривать иные меры снижения шума, такие как звукоизоляция стен здания, устройство шумозащитных окон и др. Но что делать в тех случаях, когда необходимо снизить уровень шума в уже существующей жилой застройке?

В данной статье одной из мер снижения уровня шума в жилой застройке на время строительства в стесненных условиях предлагается устройство настенного оконного шумозащитного экрана (НОШЭ). Экран представляет собой светопрозрачную конструкцию с раздвижными створками, позволяющую снизить уровень внешнего шума и служит альтернативой шумозащитным окнам. Данную конструкцию можно использовать как временное решение для снижения уровня шума. Изображение описанного шумозащитного экрана, а также способ его крепления приведены на рисунке 3.

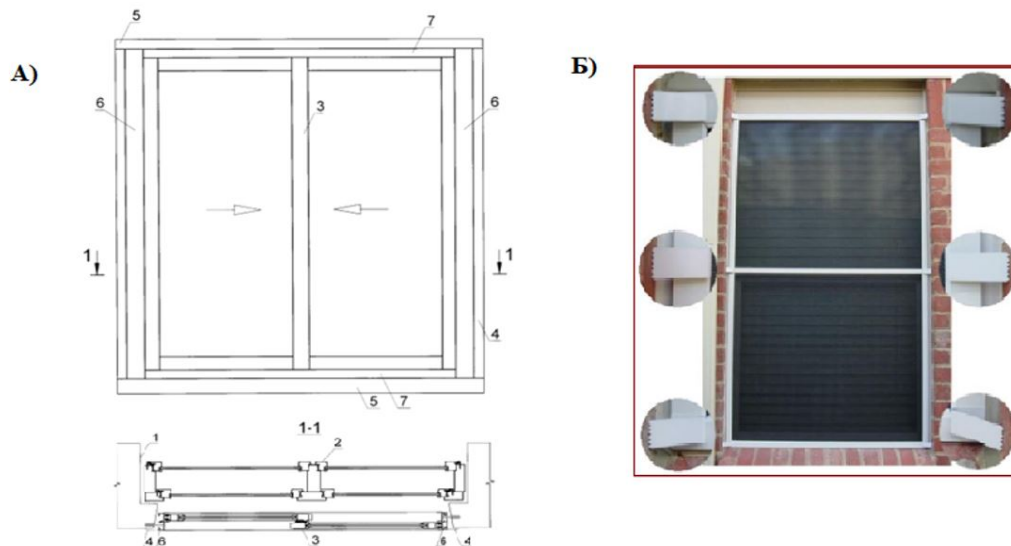


Рис. 3. НОШЭ: А 1 – оконный проем; 2 – существующий оконный блок; 3 – створки окна; 4 – фартуки, закрывающие боковые зазоры; 5 – зазоры; 6 – вертикальные стойки крепления; 7 – направляющие, Б крепление НОШЭ к раме

Оконное шумозащитное устройство представляет собой экран в виде двухстворчатого окна с одинарным остеклением, которое устанавливается в наружную четверть оконного проема без демонтажа существующего окна [6]. Створки окна конструкции возможно перемещать по направляющим. Также для обеспечения необходимого воздухообмена в данной конструкции между направляющими и оконным проемом имеются зазоры, обеспечивающие циркуляцию воздуха. Крепится НОШЭ к оконному проему с помощью специальных захватов, показанных на рисунке 1Б. Такой способ крепежа, позволяет легко и быстро установить данную конструкцию в оконном проеме без дополнительного оборудования и демонтажа существующего окна.

Данные экспериментальных измерений по [7] подобной конструкции, приведены на рисунке 4.

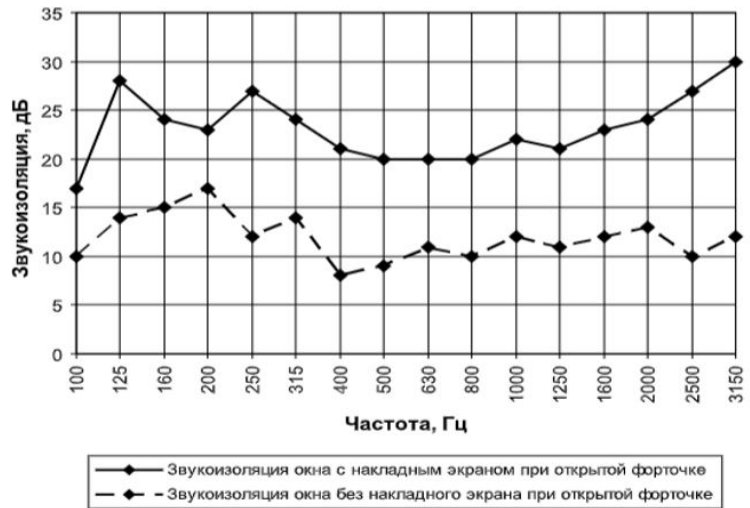


Рис. 4. НОШЭ: А 1 – оконный проем; 2 – существующий оконный блок; 3 – створки окна; 4 – фартуки, закрывающие боковые зазоры; 5 – зазоры; 6 – вертикальные стойки крепления; 7 – направляющие, Б крепление НОШЭ к раме

Из рисунка видно, что данная конструкция позволяет снизить уровень шума (совместно с уже существующими пластиковыми окнами с двойным стеклопакетом) при открытой форточке на 30 дБА [8]. Устройство НОШЭ увеличивает эффективность существующего остекления в среднем на 5-10 дБА.

5. Фасадные шумозащитные экраны

Еще одной из мер для снижения уровня шума от строительных площадок, расположенных в непосредственной близости к жилому зданию, являются фасадные (настенные) светопрозрачные акустические экраны.

Данный шумозащитный экран состоит из металлического каркаса, закрепленного на фасаде здания. В качестве защиты используются шумоотражающие листы из поликарбоната, вмонтированные в металлический каркас (рисунок 5).



Рис. 5. Фасадный (настенный) шумозащитный экран

Высота такого экрана выбирается в соответствии с необходимостью снижения уровня шума и может быть предусмотрена на всю высоту жилого здания.

К преимуществу устройства такого настенного экрана можно отнести:

- не требует устройства фундамента;
- не требует много места, устраивается на расстоянии не более 1-2 м от стены здания;
- позволяет снижать уровень шума не только на первых этажах, то есть возможность установки только в верхней части здания;
- не препятствует распространению света и не мешает обзору;
- низкая стоимость;
- долговечность и устойчивость к механическим и химическим повреждениям;
- со временем эффективность шумозащиты не снижается.

Несмотря на все преимущества описанной конструкции, она имеет и значительные недостатки, такие как:

- сложность и дороговизна обслуживания, т.к. прозрачные панели необходимо постоянно поддерживать в чистоте, чтобы не закрывать обзор для жильцов домов;
- необходимость декоративного восстановления фасада после демонтажа экрана;
- возможные нарушения воздухообмена в помещениях.

Заключение

Таким образом, использование предложенных в статье временных шумозащитных конструкций позволит в значительной степени снизить уровень шума стройплощадок, воздействующих на прилегающую жилую застройку. Надо отметить, что применение экранов непосредственно на стройплощадках (периметральные и внутрисекторальные экраны), также навесных экранов на рабочих органах СДМ, позволит защитить от шума не только жилые помещения в зданиях, но и придомовую территорию, в частности площадки отдыха и детские площадки.

Также каждая строительная подрядная организация может иметь свой табельный комплект предложенных временных шумозащитных конструкций, что позволит им добиться необходимого снижения уровня шума при любых условиях их работы.

Список литературы

1. Сайт департамента градостроительной политики г. Москвы. https://stroi.mos.ru/press_releases/za-chietyrie-miesiatsa-2020-ghoda-v-moskvie-postroieno-pochti-chietyrie-milliona-kvadratnykh-metrov-niedvizhimosti.
2. ОДМД – 2003. Методические рекомендации по оценке необходимого снижения звука у населенных пунктов и определению требуемой акустической эффективности экранов с учетом звукопоглощения / Минтранс РФ – Утв. 21.04.2003 / Росавтодор. – М.: 2003 – 90 с.
3. СН 2.2.4/2.1.8.562-96 Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки/ Минздрав России. М., 1996 – 17 с.
4. Olga Solovieva, Yuri Elkin Noise reduction measures development of construction sites in residential building area – Akustika, 04.2021. Vol. 39. P. 267-271.
5. Элькин Ю.И. Снижение шума строительно-дорожных машин: автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук. – Балт. гос. техн. ун-т ВОЕНМЕХ им. Устинова, 2006. – 50 с.

6. С.Н. Овсянников, Е.М. Котова Защита от шума жилой застройки, прилегающей к транспортным магистралям и развязкам – Томский государственный архитектурно-строительный университет, доклады V Академических чтений «Актуальные вопросы строительной физики», 2013 - с. 6-9.

7. ГОСТ 23337-2014. Шум Методы измерения шума на селитебной территории и в помещениях жилых и общественных зданий. – 2014 г.

8. С.Н. Овсянников, А.С. Самохвалов, В.П. Мельник, М.С. Овсянников Шумозащитные мероприятия для зданий на примагистральных территориях городов. Издательство ТГАСУ. – 2007 – с. 64-74.

References

1. Website of the Department of Urban Planning Policy of Moscow. https://stroim.mos.ru/press_releases/za-chietyrie-miesiatsa-2020-ghoda-v-moskvie-postroieno-pochti-chietyrie-milliona-kvadratnykh-mietrov-niedvizhimosti.

2. ODMD-2003. Methodological recommendations for assessing the necessary sound reduction in settlements and determining the required acoustic efficiency of screens taking into account sound absorption / Ministry of Transport of the Russian Federation-Approved 21.04.2003 / Rosavtodor. - M.: 2003-90 p.

3. SN 2.2.4/2.1.8.562-96 Noise in the workplace, in the premises of residential, public buildings and on the territory of residential development/ Ministry of Health of Russia. M., 1996-17 p.

4. Olga Solovieva, Yuri Elkin Noise reduction measures development of construction sites in residential building area – Akustika, 04.2021. Vol. 39. P. 267-271.

5. Elkin Yu. I. Reducing the noise of construction and road machines: abstract of the dissertation for the degree of Doctor of Technical Sciences. - Baltic State Tech. u-ty VOENMEKH named after Ustinov, 2006. - 50 p.

6. S. N. Ovsyannikov, E. M. Kotova Protection from noise of residential buildings adjacent to transport highways and interchanges-Tomsk State University of Architecture and Civil Engineering, Reports of the V Academic Readings "Actual issues of construction physics", 2013 - p. 6-9.

7. GOST 23337-2014. Noise Methods for measuring noise in residential areas and in the premises of residential and public buildings. – 2014.

8. S. N. Ovsyannikov, A. S. Samokhvalov, V. P. Melnik, M. S. Ovsyannikov Noise protection measures for buildings on the main territories of cities. TGASU Publishing House. - 2007-pp. 64-74.

УДК: 623.452.5.01

OECD: 2.03.A1

Качественная оценка применения метода акустической эмиссии для контроля давления срабатывания мембран ответственного назначения

Олехвер А.И.^{1*}, Богданов А.В.², Ремшев Е.Ю.³, Силаев М.Ю.⁴¹ К.т.н., старший преподаватель, ² Аспирант, ³ К.т.н., доцент,⁴ Заведующий лабораторией^{1,2,3,4} Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф.

Устинова, г. Санкт-Петербург, РФ

Аннотация

В настоящее время мембраны широко используются во многих отраслях промышленности. Особой группой мембран являются предохранительные мембраны, которые разрушаются при заданном интервале давления и предохраняют основное оборудование от избыточного давления. Часто такие мембраны изготавливаются с концентраторами напряжений (насечками).

Одной из основных проблем при производстве мембран является контроль интервала давления срабатывания, как основной эксплуатационной характеристики. Была изучена возможность применения неразрушающего метода контроля, основанного на явлении акустической эмиссии (АЭ). В статье приведены данные по результатам испытаний на растяжение с регистрацией сигналов акустической эмиссии, произведен их анализ. Проведены испытания на нагружение и разрыв изготовленных мембран с насечками, нанесенных лазером. Данные, полученные в результате разрушения мембран, позволяют произвести качественный и количественный анализ, найти связь между сигналами АЭ и деформационными процессами мембраны.

Ключевые слова: акустическая эмиссия, мембрана, давление, трубопровод, контроль, лазер.

Qualitative assessment of the application of the acoustic emission method for monitoring the response pressure of critical membranes

Olekhver A.I.^{1}, Bogdanov A.V.², Remshev E.Y.³, Silaev M.Y.⁴**¹ PhD, senior lecturer, ² Graduate student, ³ PhD, assistant professor, ⁴ Laboratory manager**^{1,2,3,4} Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D.F. Ustinov, St.Petersburg, Russia*

Abstract

Nowadays, membranes are widely used in many industries. A special group of diaphragms are safety diaphragms, which break at a given pressure range and protect the main equipment from overpressure. Often, such membranes are manufactured with stress concentrators (notches).

One of the major challenges in diaphragm manufacturing is controlling the set pressure interval as a key performance characteristic. The possibility of introducing a non-destructive testing method based on the phenomenon of acoustic emission (AE) into the manufacturing process was studied. The article presents data on the results of tensile tests with registration of acoustic emission signals, and analyzes them. Tests for loading and rupture of manufactured membranes with laser notches have been carried out. The data obtained as a result of membrane destruction make it possible to perform a qualitative and quantitative analysis, to find a connection between AE signals and membrane deformation processes.

Keywords: acoustic emission, membrane, pressure, pipeline, control, laser.

Введение

Контроль изготовленной мембраны является очень важной частью технологического процесса, так как на этом этапе проверяются не только геометрические размеры изделия, но и внутренние дефекты, которые влияют на функционирование мембраны. Кроме того, мембраны необходимо проверить на соответствие заявленного интервала давления срабатывания и реального. В настоящее время для этого используется разрушающий и неразрушающий виды контроля.

Стандартная методика контроля давления срабатывания мембран основана на разрушающем виде контроля и заключается в следующем: из всей партии мембран отбирается несколько изделий. Отобранные мембраны нагружаются на специальном стенде до тех пор, пока не произойдет их разрушение, при этом фиксируется давление срабатывания мембраны. В дальнейшем, свойства разрушенных мембран присваиваются всей партии [1].

Недостатки разрушающего контроля:

1. Невозможность проведения 100% контроля;
2. Разрушение части изделий;
3. Экономические издержки.

Эти недостатки отсутствуют у неразрушающих видов контроля.

Для обеспечения высокого качества изделия необходим эффективный контроль, позволяющий обнаружить как наружные, так и внутренние дефекты. Для этих целей предлагается использовать метод акустической эмиссии.

1. Методика неразрушающего контроля мембран по НИПВФ «Тензор»

В НИПВФ «Тензор» была разработана новая система неразрушающего контроля мембран. Система предназначена для прогнозирования давления срабатывания хлопающих предохранительных мембран в процессе их изготовления. Для оценки критического давления мембран используется анализ зависимости «давление-перемещение». Отличительные особенности системы состоят в реализации нетрадиционного способа определения давления срабатывания хлопающих предохранительных мембран без разрушения образцов мембран при контрольных испытаниях. Этот способ даёт высокую точность определения критического давления каждой отдельной мембраны и позволяет организовать их производство как обычной машиностроительной продукции.

Технические средства системы включают в себя следующие компоненты:

- установку для испытания мембран;
- микропроцессорное устройство сбора данных;
- компьютер с комплексом прикладного программного обеспечения;
- датчики давления и перемещения;
- блок питания датчиков.

Испытательная установка работает следующим образом. При подаче давления от источника давления через игольчатый клапан в ячейку давления мембрана приобретает деформации, измеряются датчиком перемещения. Изменение давления измеряется датчиком давления. С обоих датчиков сигналы через электронный блок поступают в компьютер. При достижении критического значения физической переменной, характеризующей потерю устойчивости хлопающей предохранительной мембраны, вырабатывается сигнал на запуск электромагнитного клапана, который позволяет сбросить давление и не доводить мембрану до разрушения. При достижении определенного значения давления, начинается обработка данных в режиме реального

времени. В интервале, определяемом количеством точек аппроксимации, моделируется зависимость $P = F(x)$. Полученные значения давления экстраполируются, и определяется пороговое критическое значение давления до разрушения мембраны [2].

Однако, при всех преимуществах представленного метода контроля предохранительных мембран, он не может быть использован для некуполообразных мембран ввиду своей сути.

2. Неразрушающий контроль методом акустической эмиссии

Акустическая эмиссия – излучение материалом механических волн, вызванное внутренней динамической локальной перестройкой его структуры. Метод акустической эмиссии позволяет контролировать качество труднодоступных объектов в процессе эксплуатации при повышенных температурах; давать оценку наличия и развития дефекта; обладает высокой чувствительностью, пассивностью, дистанционностью. Пассивность – это особенность, заключающаяся в излучении волн объектом контроля под нагрузкой, без внешнего излучения. Дистанционность предполагает возможность установки прибора для контроля на значительном расстоянии от объекта контроля. В процессе исследований материалов и изделий источником сигналов является исследуемый объект, который находится под нагрузкой. Источник АЭ – область материала, в которой происходит высвобождение энергии, часть из которой преобразуется в волну, ее и регистрирует датчик АЭ. Источники АЭ имеют различную природу: образование и развитие трещин, релаксация или деформация, происходящая в материале. Датчики могут быть установлены на любую доступную поверхность объекта. Волна в материале распространяется и имеет физические величины, которыми описывают ее зарождение, характер распространения и т.д. Природу возникновения и изменения АЭ описывает сигнал, изменяющаяся физическая величина. Первичным сообщением об АЭ является импульс, это сигнал. Различают дискретную АЭ (сигналы состоят из отдельных различных импульсов) и непрерывную АЭ (сигнал имеет непрерывное волновое поле или регистрируются, как непрерывный сигнал). Волна, распространяясь от источника звука во всех направлениях материала контролируемого объекта, достигает двух (или более) датчиков. Датчики преобразуют звуковую волну в очень слабый электрический сигнал и направляют этот сигнал в предусилитель, который усиливает микровольтный сигнал обычно в 100 раз и направляет сигнал в основной электронный блок системы, где регистрируется точное (до наносекунд) время прихода и параметры волны. По вычисляемой разности времени прихода, известной геометрии объекта, скорости распространения волн в объекте можно вычислить координаты места, где была генерирована звуковая волна. По амплитудным и временным параметрам волны можно оценить энергию источника звука (т.е., в конечном итоге, потенциальную опасность дефекта материала, если источником излучения был именно дефект) [3].

Схема регистрации сигналов акустической эмиссии представлена на рисунке 1.

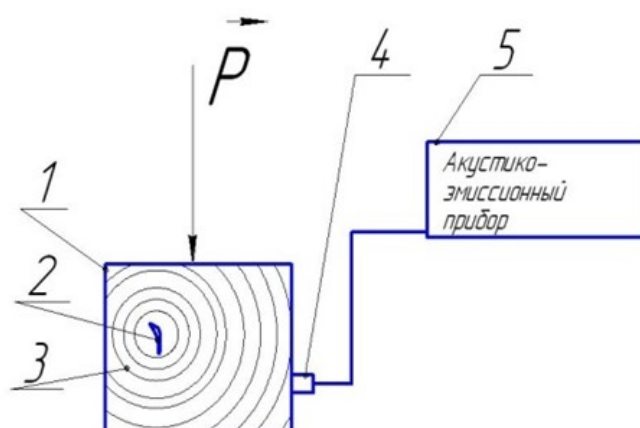


Рис. 1. Схема регистрации сигналов акустической эмиссии: 1 - объект контроля, 2 - дефект, 3 - акустические волны, 4 - датчик регистрации сигналов акустической эмиссии, 5 - прибор регистрации сигналов АЭ

3. Механические испытания на растяжение плоских образцов с регистрацией сигналов АЭ

Целью испытаний является определение уровня и параметрических характеристик сигналов акустической эмиссии на различных этапах деформирования (упругая, упруго-пластическая, пластическая (до разрушения) зоны), что необходимо для получения и оценки первичных данных сигналов акустической эмиссии, а также определения механических характеристик материала и определения влияния лазерной обработки на механические свойства материала. Образцы изготовлены из алюминиевого сплава в соответствии с ГОСТ 11701-84. Дополнительно, центральная часть группы образцов подверглась лазерной обработке на режимах, использующихся для нанесения насечек. Испытания проводились на испытательной машине SHIMADZU серии AG-X в условиях лаборатории кафедры Е4. Фотографии образцов до и после испытаний приведены на рисунке 2.

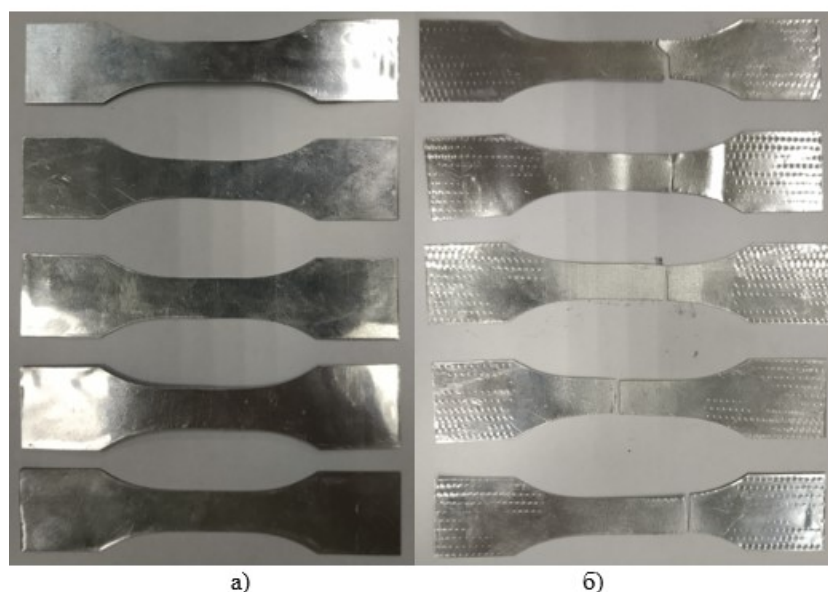


Рис. 2. а) Образцы до испытаний; б) образцы после испытаний

Фотография образца, подверженного лазерной обработке представлена на рисунке 3.



Рис. 3. Образец после лазерной обработки

Схема установки образцов с датчиком АЭ представлена на рисунке 4.

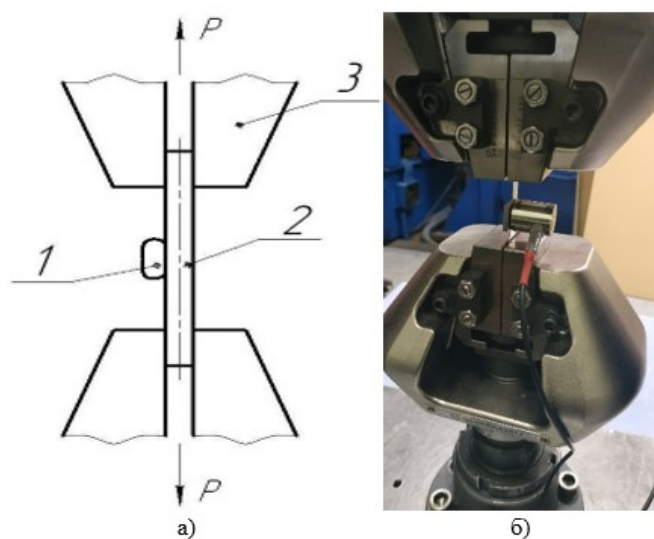


Рис. 4. Схема установки образцов с датчиком АЭ: а) 1 - датчик АЭ, 2 – плоский образец, 3 – захват; б) Фотография плоского образца в процессе испытания

По результатам проведения испытаний на растяжение были получены диаграммы «сила-удлинение образца» (« $P - \Delta l$ ») и построены обобщающие кривые деформационного упрочнения « $\sigma_i - \varepsilon_i$ ». Примеры кривых упрочнения приведены на рисунке 5.

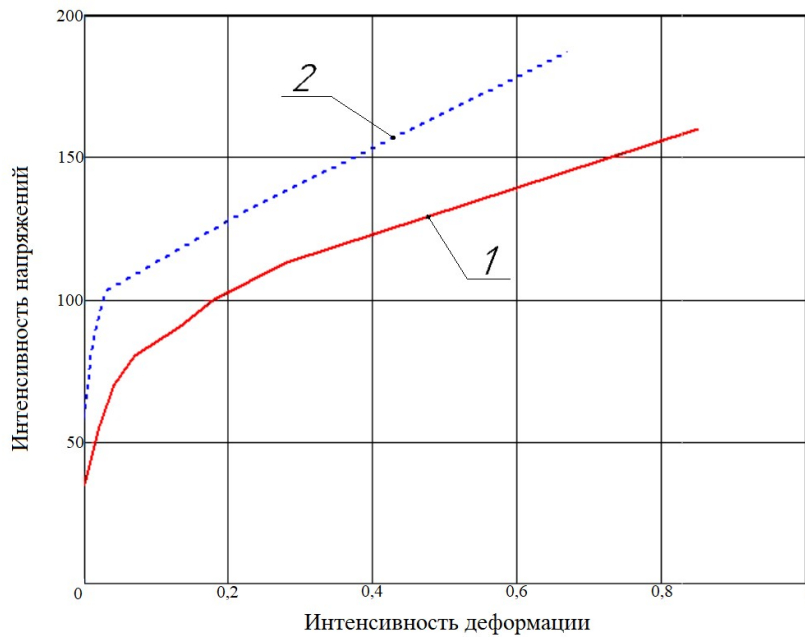


Рис. 5. Обобщенные кривые упрочнения « $\sigma_i - \varepsilon_i$ » сплава: 1 - образцов без лазерной обработки; 2 - образцов с лазерной обработкой

Во время резки лазерный пучок расплавляет материал в зоне действия. Часть материала выбрасывается из зоны реза, часть застывает на уже обработанной поверхности. Таким образом, на механические свойства материала в зоне реза влияет еще и температурное воздействие. Результаты проведенных экспериментов показали значительную разницу между относительным удлинением образцов двух типов, среднее значение Δl для стандартного образца соответствует 9,3 мм, а для образца, после лазерной обработки 1,3 мм, что на 86% ниже. При этом, среднее значение максимальной силы для стандартного образца составляет 190 Н, а для обработанного образца 254 Н, что на 25% выше.

Совмещенные графики « $P - \Delta l$ », зависимость количества импульсов от времени и амплитуды от времени для образца без лазерной обработки, представлены на рисунке 6.

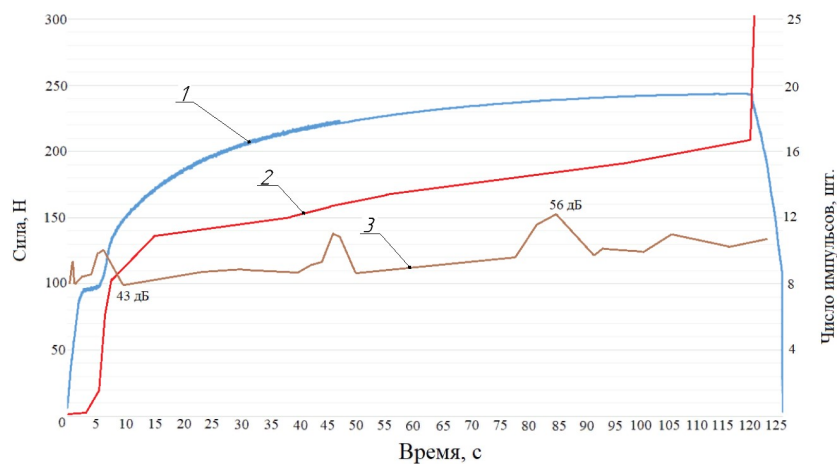


Рис. 6. Совмещенные графики « $P - \Delta l$ », зависимость количества импульсов от времени и амплитуды от времени: 1 - График « $P - \Delta l$ », 2 - график зависимости числа импульсов от времени, 3 - график зависимости амплитуды от времени

На графике амплитуды на первой и пятой секунде отмечены два пика – первый, вероятно соответствует началу движений дислокаций, когда деформации находятся в упругой зоне, а второй соответствует окончанию площадки текучести. После пятой секунды начинается пластическая деформация с постоянным колебанием силы, которое видно на графике. По окончании этого участка наблюдается ещё один пик на 47 секунде. Следующий пик отмечен с 80 по 90 секунду – близко к точке максимальной силы и имеет наибольшее значение, равное 56 дБ. На 108 секунде пик в зоне локализованной деформации образца.

На графике числа импульсов наблюдается резкое возрастание с третьей по шестую секунду, что соответствует переходу из упругой деформации в пластическую. С 6 по 15 секунду также отмечается значительный рост количества импульсов, после которого график становится намного более пологим и следующий пик отмечается только в точке разрушения образца на 132 секунде.

Совмещенные графики « $P - \Delta l$ », зависимость количества импульсов от времени и амплитуды от времени для образца с лазерной обработкой, представлены на рисунке 7.

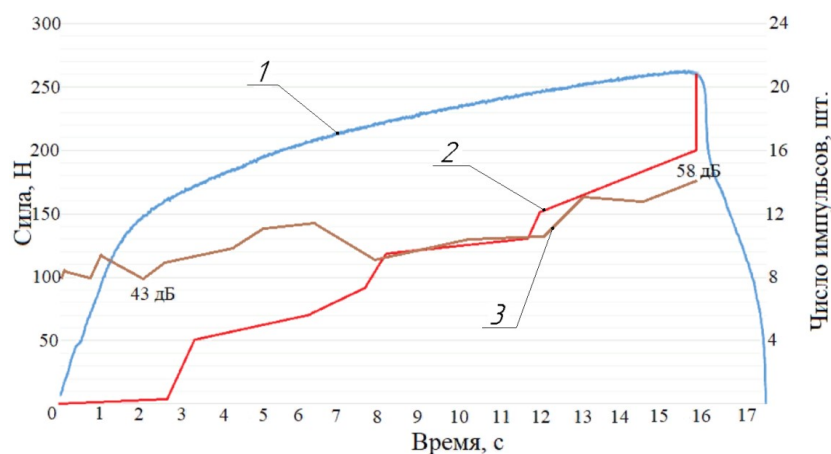


Рис. 7. Совмещенные графики « $P - \Delta l$ », зависимость количества импульсов от времени и амплитуды от времени: 1 - График « $P - \Delta l$ », 2 - график зависимости числа импульсов от времени, 3 - график зависимости амплитуды от времени

На графике амплитуды на первой и второй секунде отмечены два пика – первый, вероятно соответствует началу движений дислокаций, когда деформации находятся в упругой зоне, а второй соответствует окончанию площадки текучести. После второй секунды начинается пластическая деформация. Следующий пик наблюдается с пятой по седьмую секунду. Также, пик отмечен с 13 по 14 секунду – близко к точке максимальной силы. На 16 секунде пик в зоне локализованной деформации образца.

На графике числа импульсов наблюдается резкое возрастание с 2,7 по 3,3 секунду, что соответствует переходу из упругой деформации в пластическую. С четвертой по восьмую секунду также отмечается значительный рост количества импульсов, как и далее, с 8 по 15 секунду. На 16 секунде, пик, вызванный разрушением образца.

Стоит отметить, что схема напряженного состояния у образца на растяжение и у мембраны, нагруженной давлением, различна. В зоне концентратора напряжений схема трехосного растяжения, что существенно снижает предельные возможности материала [4].

4. Испытания мембран с регистрацией сигналов АЭ

Следующим этапом исследования является нагружение и разрыв изготовленных мембран (с насечками и без насечек) с регистрацией сигналов акустической эмиссии.

Для проведения испытаний была сконструирована испытательная установка. Схема и фотография установки приведены на рисунке 8.

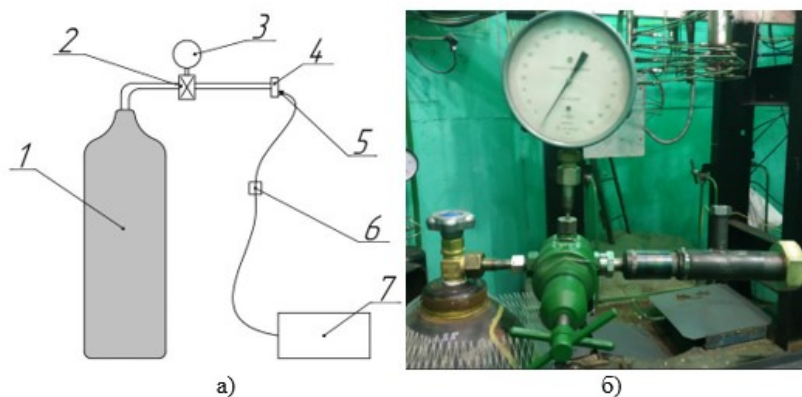


Рис. 8. Испытательная установка: а) Схема: 1 – Баллон со сжатым азотом, 2 – редуктор, 3 – манометр, 4 – накидная гайка с мембраной внутри, 5 – датчик АЭ, 6 – усилитель сигналов АЭ; 7 – прибор АЭ; б) Фотография испытательной установки

На первом этапе эксперимента мембраны с насечками подверглись разрушению, чтобы узнать давление срабатывания. Фотография разрушенных мембран представлена на рисунке 9.

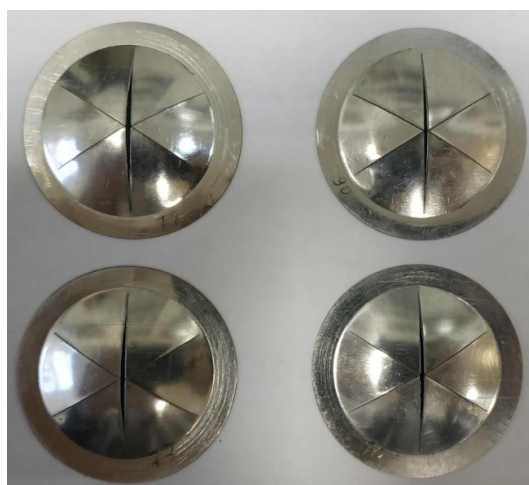


Рис. 9. Разрушенные мембраны

Разрушение мембран произошло только по одной насечке, что можно связать с неточной установкой листовой заготовки на столе лазера. Совмещенные графики зависимостей сигналов акустической эмиссии (амплитуды и количества сигналов) от времени нагружения для мембраны с насечками, представлено на рисунке 10.

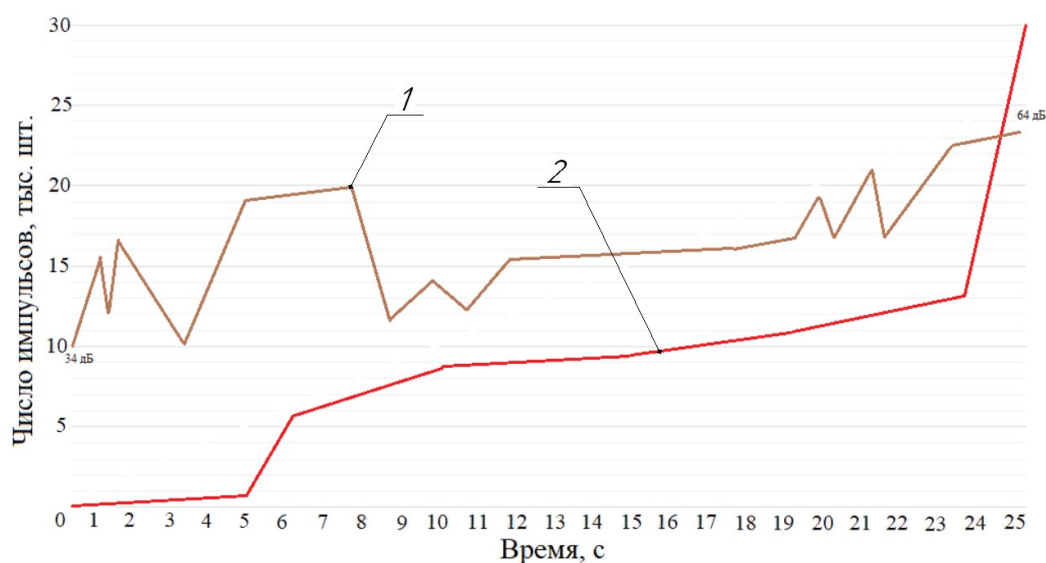


Рис. 10. Совмещенные графики зависимости сигналов акустической эмиссии (амплитуды и количества сигналов) от времени нагружения для мембраны с насечками:
1 - Амплитуда сигналов АЭ, 2 - Число импульсов АЭ

На графике амплитуды отмечаются схожие пики с теми, что в испытаниях на растяжение соответствовали началу движений дислокаций (с первой по четвертую секунду). С пятой по восьмую секунду наблюдается еще один больший пик, который может свидетельствовать о протекании активной пластической деформации, которая выражается в деформировании мембраны в области заделки, а также формировании «купола» в области насечек. Пики с 19 по 22 секунду также похожи на соответствующий характер амплитуды в графиках « $P - \Delta l$ » и могут соответствовать локализации деформации. С 23 по 25 секунду отмечен самый большой по значению амплитуды пик (64 дБ) и его окончание соответствует разрушению мембраны.

На графике числа импульсов наблюдается их небольшой рост с первой по пятую секунду (с 0 до 1000), предположительно, в зоне упругой деформации, что также наблюдалось и на графике « $P - \Delta l$ » и резкий скачок числа импульсов с пятой по шестую секунду (с 1000 до 6000). В зоне пластической деформации отмечается постепенный рост числа импульсов до момента разрушения с 6 по 24 секунду (с 6000 до 13000). На 25 секунде зафиксировано разрушение мембраны.

На втором этапе эксперимента, мембраны были нагружены до давления, соответствующего предразрушению мембран. При этом давлении они выдерживались в течение нескольких секунд, после чего давление стравливалось. Целью данного этапа было изучение графиков сигналов АЭ при неизменной нагрузке и в процессе её снятия.

Совмещенные графики сигналов акустической эмиссии для мембраны с насечками при постоянной нагрузке изображены на рисунке 11.

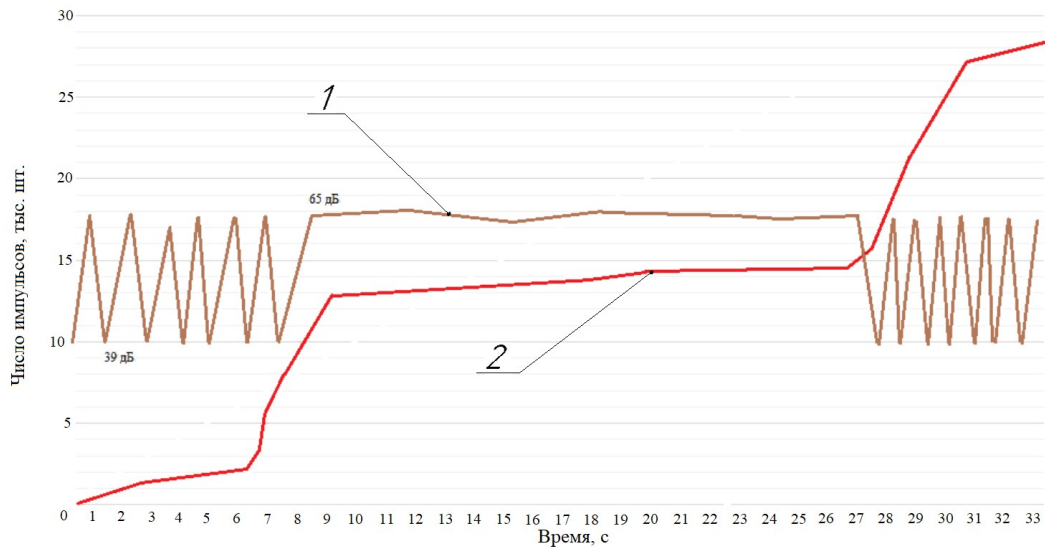


Рис. 11. Совмещенные графики зависимости сигналов акустической эмиссии (амплитуды и количества сигналов) от времени нагружения для мембраны с насечками при постоянной нагрузке: 1 - Амплитуда сигналов АЭ, 2 - Число импульсов АЭ

На графике амплитуды отмечены множественные пики с первой по седьмую секунду опыта. Пики однообразные, достигают 64 дБ, возможно, связаны с фоновым шумом при открытии редуктора [5-7]. С 8 по 28 секунду наблюдается выраженная «полка» амплитуды с максимальным значением 66 дБ что, судя по первому этапу эксперимента, является критическим давлением. После 28 секунды также наблюдаются множественные пики, вероятно связанные с закрытием редуктора.

На графике числа импульсов наблюдается небольшой рост с первой по шестую секунду опыта (с 0 до 2000), что может указывать на упругую деформацию. С шестой по девятую секунду отмечен резкий рост сигналов (с 2000 до 13000), что соответствует переходу из упругой деформации в пластическую. С 9 по 27 секунду также наблюдается «полка» и небольшое увеличение импульсов (с 13000 до 14000) и после 27 секунды, количество импульсов изменяется также, как и при нарастании давления – явная реакция на снятие нагрузки.

Также были разорваны мембраны без концентраторов напряжений, чтобы увидеть, какое влияние на сигналы акустической эмиссии оказывают насечки. Совмещенные графики сигналов акустической эмиссии для мембраны без насечек при постоянной нагрузке и разрушении на рисунке 12.

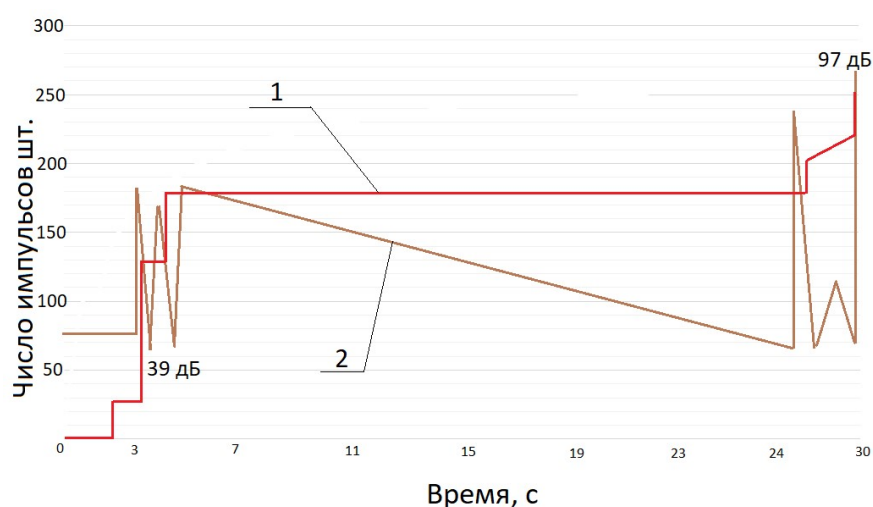


Рис. 12. Совмещенные графики зависимости сигналов акустической эмиссии (амплитуды и количества сигналов) от времени нагружения для мембраны без насечек при постоянной нагрузке: 1 - Число сигналов АЭ, 2 - Амплитуда АЭ

На графике амплитуды с начала опыта до третьей секунды изменения отсутствуют, на третьей секунде отмечается всплеск до 64 дБ и несколько колебаний с этой же амплитудой до пятой секунды. Предположительно, колебания свидетельствуют об активной пластической деформации. С 6 по 25 секунду амплитуда без пиков равномерно снижается, что может говорить о установившейся деформации. На 25 секунде пик до 88 дБ, что может говорить о начале разрушения, на 30 секунде пик в 97 дБ, соответствующий разрушению мембраны.

На графике числа импульсов с второй до третьей секунды отмечается их рост с 0 до 25, что может соответствовать упругой деформации. С третьей по четвертую секунду виден рост сигналов с 25 до 125 шт., в течение еще секунды, их число увеличилось до 175, что отображает пластическую деформацию. С 5 по 26 секунду изменения числа сигналов не зафиксировано. На 25 секунде зафиксировано начало разрушения и на 30 секунде разрушение мембраны.

Сравнивая графики сигналов АЭ для мембран с насечками и без насечек, для первых отмечается большее количество пиков по амплитуде и большее число зарегистрированных сигналов. Благодаря этому можно выделить зоны соответствующие деформации в зоне заделки и в зоне насечек.

Заключение

Основные выводы и результаты работы заключаются в следующем:

В настоящее время мембраны широко используются как в военной промышленности, так в нефтяной, атомной и химической. Основной эксплуатационной характеристикой этих изделий является интервал давления срабатывания.

В условиях лаборатории кафедры были изготовлены плоские образцы и проведены их испытания с регистрацией сигналов акустической эмиссии. Установлена возможная связь между графиками сигналов АЭ и стадиями разрушения образцов. Были изготовлены мембраны с насечками и без насечек, проведены испытания с нагрузкой и разрушением мембран с регистрацией сигналов акустической эмиссии. Проведен анализ полученных данных, установлены возможные связи между графиками АЭ и этапами деформирования и разрушения мембран.

На основе полученного опыта приведены практические рекомендации,

направленные на повышение точности результатов экспериментов.

Исходя из полученной информации, можно прийти к заключению, что метод акустической эмиссии возможно применять для прогнозирования интервала давления срабатывания мембран, однако необходимо дальнейшее изучение для разных мембран и разных материалов.

Работы выполнялись при поддержке «Фондом содействия развитию малых форм предприятий в научно-технической сфере» по программы УМНИК (Договор № 170ГУЦЭС8-Д3/56245) в рамках реализации инновационного проекта «Разработка технологии изготовления мембран ответственного назначения и интеллектуальной методики оценки давления ее срабатывания на основе метода акустической эмиссии», и Старт-1 (Договор № 3317ГС1/55586) в рамках реализации инновационного проекта «Разработка методики оценки эксплуатационных свойств упругих элементов различного назначения методом акустической эмиссии».

Список литературы

1. Олехвер А.И. Оценка возможности применения метода акустической эмиссии для контроля мембран ответственного назначения / А.И. Олехвер, Е.Ю. Ремшев // "Орбита молодежи" и перспективы развития Российской космонавтики: Материалы VI Всероссийской молодежной научно-практической конференции, Пермь, 28–30 сентября 2020 года. – Пермь: Пермский национальный исследовательский политехнический университет, 2020. – С. 115-119.

2. НИПВФ Тензор. // [Электронный ресурс] — Режим доступа. - URL: <http://tenzor-rostov.ru/> (Дата обращения 01.06.2021).

3. Перспективы применения метода акустической эмиссии в процессах обработки металлов давлением / А.В. Титов, Н.А. Павлов, Е.Ю. Ремшев // Труды международной научно-технической конференции, посвященной 75-летию кафедры Е4 «Высокоэнергетические устройства автоматических систем» БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова «Прогрессивные методы и технологическое оснащение процессов обработки металлов давлением», СПб. БГТУ, 2009. – С.137-141.

4. Анализ напряженно-деформированного состояния мембраны под действием внутреннего давления // Олехвер А.И. В сборнике: Молодёжь и будущее авиации и космонавтики. 10-й Всероссийский межотраслевой молодёжный конкурс научно-технических работ и проектов: аннотации конкурсных работ. 2018. С. 219-220.

5. ПБ 03-593-03. Правила организации и проведения акустико-эмиссионного контроля сосудов, аппаратов, котлов и технологических трубопроводов.

6. Иванов В.И., Власов И.Э. Метод акустической эмиссии. Неразрушающий контроль: Справочник; В 7 т. Под общ. ред. В.В. Клюева. Т. 7. Кн. 1. М.: Машиностроение. 2005, - 340 с.

7. ГОСТ Р исо 22096-2015. Контроль состояния и диагностика машин. Метод акустической эмиссии.

References

1. Olekhver A.I. Evaluation of the possibility of using the method of acoustic emission for the control of critical membranes / A.I. Olekhver, E.Y. Remshev // "Orbit of youth" and prospects for the development of Russian cosmonautics: Materials of the VI All-Russian youth scientific and practical conferences, Perm, September 28-30, 2020. - Perm: Perm National Research Polytechnic University, 2020. - pp. 115-119.
2. NIPVF Tensor. // [Electronic resource] — Access mode. - URL: <http://tenzor-rostov.ru/> (Date of treatment 06/01/2021).
3. Prospects for the application of the acoustic emission method in metal pressure processing / A.V. Titov, N.A. Pavlov, E.Y. Remshev // Proceedings of the international scientific and technical conference dedicated to the 75th anniversary of the department E4 «High-energy devices of automatic systems» BSTU «VOENMEH» named after D.F. Ustinov «Progressive methods and technological equipment of metal forming processes», St. Petersburg. BSTU, 2009. – pp. 137-141.
4. Analysis of the stress-strain state of the membrane under the action of internal pressure. Olekhver A.I. In the collection: Youth and the future of aviation and astronautics. 10th All-Russian intersectoral youth competition of scientific and technical works and projects: annotations of competitive works. 2018. p. 219-220.
5. PB 03-593-03. Regulations on organization and execution for acoustic emission inspection of vessels boilers apparatus and process piping.
6. Ivanov V.I., Vlasov I.E. Acoustic emission. Handbook in 8 volumes edited by V.V. Kluev. Volume 7, Book 1, pp. 1 - 340 (in Russian).
7. ISO 22096:2007 "Condition monitoring and diagnostics of machines - Acoustic emission", IDT.

УДК: 550.341; 550.834

OECD: 01.03.AA

Экспериментальное исследование скалярно-векторной структуры шумового поля электропоезда при наличии акустического экрана

Гончаренко Б.И.

К.ф.-м.н., старший научный сотрудник, доцент, кафедра «Акустика», Московский государственный университет им. М.В. Ломоносова, г. Москва, РФ

Аннотация

Проведены экспериментальные исследования скалярно-векторных характеристик внешнего шумового поля электропоезда за акустическим экраном, при этом одновременно регистрировались уровни звукового давления и трех взаимноортогональных компонент колебательной скорости. Приемная система и шумовой источник располагались по разные стороны акустического экрана. По данным эксперимента показано, что в низкочастотном диапазоне при прохождении электропоезда вдали от акустического экрана при удалении приемной системы от акустического экрана, уровни звукового давления P не существенно убывают, в то время как уровни горизонтальной компоненты колебательной скорости V_x возрастают на 6 - 17дБ. При этом уровень вертикальной компоненты колебательной скорости V_z , возрастает во всем исследуемом диапазоне частот примерно на 10 дБ.

При прохождении электропоезда в непосредственной близости от акустического экрана, с увеличением расстояния между приемной системой и акустическим экраном уровень по всем скалярно-векторным характеристикам звукового поля практически не изменяется.

Ключевые слова: векторный приемник, электропоезд, акустический экран, шумовое поле.

Experimental study of the scalar-vector structure of the noise field of an electric train in the presence of an acoustic screen

Goncharenko B.I.

PhD, assistant professor of the department of Acoustic, M.V. Lomonosov Moscow State University, Moscow, Russia

Abstract

Experimental studies of the scalar-vector characteristics of the external noise field of an electric train behind an acoustic screen were carried out, while simultaneously recording the levels of sound pressure and three mutually orthogonal components of the oscillatory velocity. The receiving system and the noise source were located on opposite sides of the acoustic screen. According to the experimental data, it is shown that in the low-frequency range, when an electric train passes away from the acoustic screen, when the receiving system is removed from the acoustic screen, the sound pressure levels do not significantly decrease, while the levels of the horizontal component of the oscillatory velocity V_x increase by 6-17dB. At the same time, the level of the vertical component of the oscillatory velocity V_z increases in the entire frequency range under study by about 10 dB.

When an electric train passes in the immediate vicinity of the acoustic screen, with an increase in the distance between the receiving system and the acoustic screen, the level of all scalar-vector characteristics of the sound field practically does not change.

Keywords: *vector receiver, electric train, acoustic screen, noise field.*

Введение

Шум железнодорожного транспорта по степени неблагоприятного влияния на селитебную территорию находится на втором месте после автомобильного транспорта. Как показано в работах [1,2] сверхнормативное превышение этого вида шума на городской территории составляет 16–27 дБА. Однако представленные данные в этих работах не учитывают низкочастотный диапазон, поскольку использование этой шкалы измерения уровней звука предполагает ослабление уровня шума на частоте 20 Гц по отношению к 1000 Гц почти на 60 дБ.

Отметим, что в работе [3] предложено рассматривать модель поезда, в которой часть излучателей представляется в виде монополей, а другая часть – в виде дипольных источников звука расположенных параллельно поверхности земли и перпендикулярно железнодорожным путям. По данным эксперимента установлено наличие пространственной направленности акустического шума рельсового транспорта [4-6].

В работе [7] показано, что в низкочастотной области движущейся электропоезд излучает направленный шум в вертикальной плоскости под некоторым углом к поверхности земли, величина которого уменьшается в высокочастотной области. Не учет направленности акустического шума электропоезда может создавать дополнительные трудности в выборе шумозащитных сооружений в районах движения электропоездов.

Для ослабления шума железнодорожного транспорта на селитебной территории используют различные мероприятия [8]. Эффективным способом снижения шума является сооружение вдоль железнодорожного полотна акустических экранов [1]. Однако следует отметить, что в низкочастотном диапазоне их эффективность может зависеть от взаимного расположения проходящего поезда по различным путям, акустического экрана и жилой застройки.

При анализе внешнего шумового поля электропоезда предполагается комплекс измерений скалярно-векторных характеристик шумового сигнала на низких звуковых частотах, при взаимных расположениях источника звука, акустического экрана и приемной системы. В этой связи в настоящей работе обсуждается формирование скалярно-векторных характеристик, наблюдаемых при регистрации внешнего шума электропоезда на низких звуковых частотах при удалении приемной системы от акустического экрана и двух фиксированных проходах электропоезда: в непосредственной близости от акустического экрана и на удалении от него.

1. Эксперимент – место и условия его проведения

При проведении эксперимента использовалась приемная система (ПС), состоящая из ненаправленного микрофона и трехкомпонентного векторного приемника, при этом каналы его расположены взаимно-ортогонально, и каждый канал его имеет дипольную характеристику направленности. Выходное напряжение с каждого канала векторного приемника пропорционально соответствующей компоненте колебательной скорости [9]. Векторный приемник был ориентирован относительно железнодорожного полотна следующим образом: канал V_x – перпендикулярно, канал V_y – вдоль железнодорожного полотна и канал V_z – вертикально. Каждый раз в эксперименте одновременно регистрировались скалярная характеристика – амплитуда звукового давления (P) и векторные характеристики – три взаимно ортогональных компонент колебательной скорости внешнего шума проходящего электропоезда.

Звукоприемники были защищены от ветровой помехи, а сама приемная система была помещена на демпфирующее устройство для уменьшения влияния на

звукоприемники вибраций поверхности земли. Сигналы со звукоприемников, через аналого-цифровой преобразователь, записывались на жесткий диск компьютера. Измерения проводились в соответствии с предписаниями соответствующего ГОСТа [10].



Рис. 1. Место проведения эксперимента

Эксперимент проводился в летнее время в районе платформы Яуза на Ярославском направлении Московской железной дороги. Источниками шума были электропоезда, которые проезжали по различным путям из Москвы и в Москву (см. рис.1).

Акустический экран был выполнен из листовой стали высотой примерно 4 м.

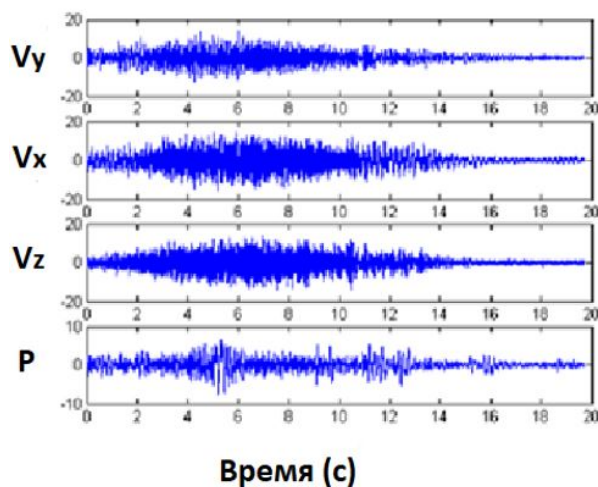


Рис. 2. Проходные характеристики электропоезда

На рис.2 приведены амплитудно-временные характеристики внешнего шума проходящего электропоезда в интегральной полосе частот, зарегистрированные приемником звукового давления и тремя каналами векторного приемника, длительностью 20 с. На траверзе достигается максимум интегрального уровня шума.

2. Представление результатов эксперимента

В результате обработки записанных данных для всех точек измерения получена спектральная плотность звукового поля. При обсуждении результатов эксперимента под словом «спектр» будем иметь в виду спектральную плотность амплитуды сигнала, 0 дБ соответствует звуковому давлению $p_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ Па.

В рабочей полосе частот, которая составила 10 - 1000 Гц, были получены спектры трех взаимно-ортогональных компонент колебательной скорости и звукового давления.

В качестве одночисловой характеристики представления экспериментальных данных введено такое понятие как средний уровень сигнала, выраженный дБ. Рассчитывалось это значение по следующей формуле:

$$\text{дБ} = 20 \log \left(\frac{\sum_{i=1}^N P_i}{N} \right),$$

где P_i – выбранный уровень поля в спектре для i значения, относительно 20 мкПа, N – количество точек разбиения спектра в рабочей полосе частот.

Для всех измерений выбранный сигнал на траверзе превышал уровень фоновых шумов на 10 – 15 дБ. Вся реализация уровня шума при прохождении электропоезда не учитывалась. Выбранный временной участок, с учетом энергетического суммирования, ограничивали следующими значениями $L_{max} - L > 10$ дБ, где L_{max} – максимальное значение уровня шума в реализации, а L близкие к ним составляющие.

3. Скалярно-векторные характеристики шумового поля проходящего электропоезда

Рассмотрим особенности формирования скалярно-векторных характеристик внешнего шумового поля проходящего электропоезда за акустическим экраном при фиксированном расположении электропоезда относительно акустического экрана. В первом случае расстояние между проходящим электропоездом (ШИ) и акустическим экраном было 16 метров. Приемная система (ПС) располагалась за акустическим экраном сначала на расстоянии от акустического экрана 5 метров (кривая 1) и далее на расстоянии 27 метров (кривая 2). Схема расположения проходящего электропоезда, акустического экрана и приемной системы приведена на рис.3.

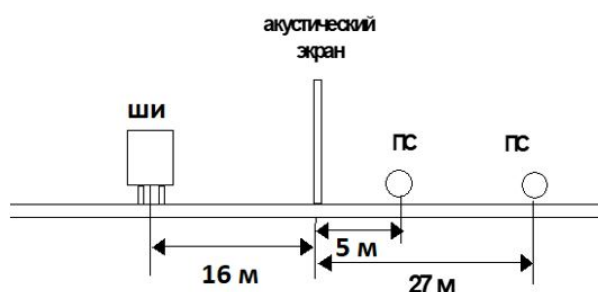


Рис. 3. Схема расположения проходящего электропоезда, акустического экрана и приемной системы

Рассмотрим амплитудные спектры внешнего шума проходящего электропоезда, зарегистрированные микрофоном (Р) и векторным приемником с тремя взаимноортогональными каналами, выходное напряжение которых пропорционально трем взаимноортогональным компонентам колебательной скорости V_x , V_y и V_z .

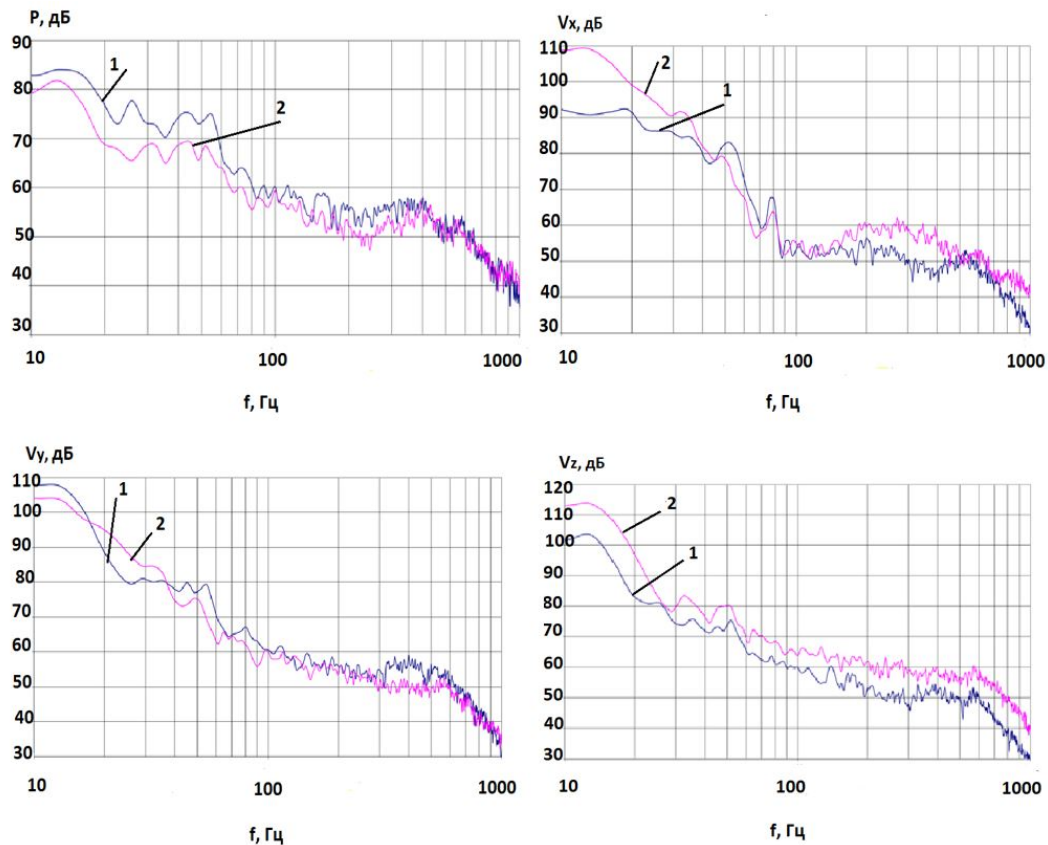


Рис. 4. Частотная зависимость уровней внешнего шума проходящего электропоезда

На спектральных характеристиках видно, что в низкочастотной области (10–40 Гц), значения компонент колебательной скорости V_x , V_y и V_z превышают на 10–20 дБ соответствующие значения звукового давления P и достигают на частоте 10 Гц уровня ≈ 105 -110 дБ. С возрастанием частоты уровни скалярной и векторных величин шумового поля практически совпадают.

Далее рассмотрим особенности формирования скалярно-векторных характеристик шумового поля электропоезда за акустическим экраном при удалении приемной системы от акустического экрана с 5 м (кривая 1) до 27 м (кривая 2). Рассмотрим два случая. В первом случае, при длине волны больше высоты акустического экрана, уровни звукового давления P не существенно убывают, в то время как уровни горизонтальной компоненты V_x возрастают на 6 - 17 дБ. Во втором случае, при длине волны соизмеримой и меньше высоты акустического экрана, видно на рис. 4, что уровни звукового давления и горизонтальной компоненты практически остаются постоянными, за исключением диапазона частот 150 – 400 Гц для горизонтальной компоненты V_x .

Уровень вертикальной компоненты колебательной скорости V_z при удалении приемной системой от акустического экрана, возрастает во всем исследуемом диапазоне частот примерно на 10 дБ.

На рис.4 можно наблюдать, что удаление приемной системы от акустического экрана практически не влияет на уровень горизонтальной компоненты V_y , направленной вдоль железнодорожного полотна.

Рассмотрим второй случай, когда электропоезд проезжал на расстоянии примерно 5 метров от акустического экрана. Приемная система, как и в первом случае, располагалась на расстоянии 5 м и 27 м от акустического экрана.

Полученные результаты частотной зависимости уровней внешнего шума

проходящего электропоезда P , V_x , V_y и V_z показали, что они не зависят от удаления приемной системой от акустического экрана, поэтому частотные спектры компонент звукового поля не приведены.

Учитывая это, в таблице приведены данные в виде среднего значения, которые соответствуют среднему уровню сигнала по спектру соответственно для четырех компонент звукового поля.

Таблица 1

Результаты среднего уровня компонент звукового поля

R, [м]	V_x , [дБ]	V_y , [дБ]	V_z , [дБ]	P, [дБ]
5	72	73	71	60
27	74	73	70	59

Из приведенных табличных данных, видно, что уровень по всем скалярно-векторным характеристикам звукового поля практически не изменяется с увеличением расстояния между приемной системой и акустическим экраном.

Кроме того, отметим, что значения компонент колебательной скорости V_x , V_y и V_z превышают на 11 – 15 дБ соответствующие значения звукового давления P.

В данном случае одночисловые характеристики отражают картину изменения спектра скалярно-векторных характеристик звукового поля во всем исследуемом диапазоне частот. Таким образом, показано, что в исследуемом диапазоне частот при движении электропоезда вблизи от акустического экрана его шумозащитные свойства не изменяются.

Заключение

По данным эксперимента установлено, что в низкочастотном диапазоне при прохождении электропоезда вдали от акустического экрана при удалении приемной системы от акустического экрана, уровни звукового давления P не существенно убывают, в то время как уровни горизонтальной компоненты колебательной скорости V_x возрастают на 6 - 17дБ.

Увеличение расстояния приемной системы от акустического экрана не влияет на уровень горизонтальной компоненты V_y , направленной вдоль железнодорожного полотна, при этом уровень вертикальной компоненты колебательной скорости V_z возрастает примерно на 10 дБ во всем исследуемом диапазоне частот.

При прохождении электропоезда в непосредственной близости от акустического экрана, с увеличением расстояния между приемной системой и акустическим экраном, уровень по всем скалярно-векторным характеристикам звукового поля во всем исследуемом диапазоне частот практически не изменяется.

Список литературы

1. Иванов Н.И., Шашурин А.Е. Основные направления и проблемы экологической акустики // Сборник трудов 1-ой Всероссийской акустической конференции, секция – Шумы и вибрации, 2014 – С. 2-10.
2. Гончаренко Б.И. О состоянии шумового загрязнения окружающей среды в городе Москве // Процессы в геосредах – 2018 – № 3 (17) – С. 1011-1018.

3. Юдин Е.Я., Котова И.Д. Физическая модель излучения шума, движущимся поездом // Тез. Докл. научно-техническая конференция НИИЖТ – 1986 Новосибирск.
4. Заславский Ю.М., Заславский В.Ю. К анализу шума городского рельсового транспорта // NOISE Theory and Practice – 2019 – том 5 – №2 – С. 7-13.
5. Zhang Xuetao. To determine the horizontal directivity of a train pass-by // Proceedings of Inter Noise – 2003 – in03 – 627, Jeju (Korea).
6. Lui W.K., Li K.M., Leung C.W.M. and Frommer G.H. An experimental study of the vertical directivity pattern of wheel/rail rolling noise // Acta Acust. Un. with Acust – 2007 – V – 93 – PP. 742–749.
7. Гончаренко Б.И., Формирование направленности шума, излучаемого электропоездом // Процессы в геосредах – 2020 – № 1 (23) – С. 561-566.
8. Zvolenský P., Grenčík J., Pultznerová A. and Kašiar L. Research of noise emission sources in railway transport and effective ways of their reduction // 1 MATEC Web of Conferences 107, 00073 – 2017.
9. Гончаренко Б.И., Гордиенко В.А., Рожков В.А. Гидроакустический векторный приемник МГУ // Патент РФ №2090012 – зарегистрирован 10.09.97г.
10. ГОСТ Р 51943 - 2002 «Экраны акустические для защиты от шума транспорта. Методы экспериментальной оценки эффективности».

References

1. Ivanov N. I., Shashurin A. E. Main directions and problems of ecological acoustics // Proceedings of the 1st All-Russian Acoustic Conference, section – Noise and Vibration, 2014 – pp. 2 – 10.
2. Goncharenko B. I. On the state of noise pollution of the environment in the city of Moscow // Processes in geosredakh – 2018 – No. 3 (17) – pp. 1011 – 1018.
3. Yudin E. Ya., Kotova I. D. Physical model of noise radiation by a moving train // Dokl. scientific and technical Conference NIIZHТ – 1986 Novosibirsk.
4. Zaslavsky Yu. M., Zaslavsky V. Yu. To the analysis of the noise of urban rail transport // NOISE Theory and Practice – 2019 – volume 5 – No. 2 – p. 7 – 13.
5. Zhang Xuetao. To determine the horizontal directivity of a train pass-by // , Proceedings of Inter Noise – 2003 – in03 – 627, Jeju (Korea).
6. Lui W.K., Li K.M., Leung C.W.M. and Frommer G.H. An experimental study of the vertical directivity pattern of wheel/rail rolling noise // Acta Acust. Un. with Acust – 2007 – V – 93 – PP. 742–749.
7. Goncharenko B. I., Formation of the direction of noise emitted by an electric train // Processes in geomedii – 2020 – No. 1 (23) – p.561 – 566.
8. Zvolenský P., Grenčík J., Pultznerová A. and Kašiar L. Research of noise emission sources in railway transport and effective ways of their reduction // 1 MATEC Web of Conferences 107, 00073 – 2017.
9. Goncharenko B. I., Gordienko V. A., Rozhkov V. A. Hydroacoustic vector receiver of Moscow State University // Patent of the Russian Federation No. 2090012 – registered on 10.09.97.
10. GOST R 51943-2002 "Acoustic screens for protection from traffic noise. Methods of experimental evaluation of efficiency".

УДК: 534.213.4
OECD: 2.03 IU

Оценка возможности моделирования вибро-шумовых характеристик трубопровода и их элементов методом компьютерного моделирования

Ремшев Е.Ю.^{1*}, Павлов А.С.², Храмова Д.А.³, Митчин Н.А.⁴
^{1,4} К.т.н., доцент, ^{2,3} Старший преподаватель
^{1,2,3,4} Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ»
им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, РФ

Аннотация

В статье рассмотрены основные положения и проблемы при прогнозировании вибро-шумовых характеристик различных элементов трубопроводных систем. Предложен один из возможных путей для последовательного решения задач по расчету параметров гидродинамического и акустического шума как в самом трубопроводе, так и в окружающей его зоне. Для исследования вибро-шумовых характеристик трубопроводных систем рекомендовано на основе платформы Ansys Workbench использовать связку модулей Fluent, Modal (Modal Acoustics) и Harmonic Responce (Harmonic Acoustics). Представлены результаты компьютерного моделирования для элементов трубопроводов, таких как труба с фланцем, колено, трубопровод переменного сечения и т.д. Отмечено, что результаты моделирования имеют высокую сходимость с натурными испытаниями.

Ключевые слова: трубопровод, вибрации, шум, прогнозирование, компьютерное моделирование.

Evaluation of the possibility of modeling the vibration-noise characteristics of the pipeline and their elements by the method of computer simulation

Remshev E.Yu.^{1*}, Pavlov A.S.², Khramova D.A.³, Mitchin N.A.⁴
^{1,4} Ph.D., assistant professor, ^{2,3} Senior lecturer,
^{1,2,3,4} Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D.F. Ustinov, Saint-Petersburg, Russia

Abstract

The article discusses the main provisions and problems in predicting the vibration and noise characteristics of various elements of pipeline systems. One of the possible ways for the sequential solution of problems of calculating the parameters of hydrodynamic and acoustic noise both in the pipeline itself and in the surrounding area is proposed. To study the vibration and noise characteristics of pipeline systems, it is recommended to use a combination of Fluent, Modal (Modal Acoustics) and Harmonic Responce (Harmonic Acoustics) modules based on the Ansys Workbench platform. The results of computer simulation for pipeline elements, such as a pipe with a flange, an elbow, a pipeline of variable cross-section, etc. are presented. It is noted that the simulation results have a high convergence with field tests.

Keywords: pipeline, vibration, noise, predicting, computer simulation

Введение

Прогнозирование вибро-шумовых (ВШХ) различных технических устройств, как правило, представляет собой сложную задачу, решение которой находится в сочетании теоретических и экспериментальных исследований.

ВШХ являются для технических устройств нормируемыми величинами, определяющими текущее состояние исследуемого объекта, переходные процессы, происходящие в нем, степень соответствия устройства его целевому назначению. Для трубопроводной арматуры ВШХ определяют пригодность применения устройств.

В вопросах прогнозирования и экспериментального подтверждения ВШХ основными способами исследований являются, со второй половины 20-го века, теоретические основы общей акустики, гидродинамики, виброметрии. Наиболее общие исследования в области гидродинамики, акустики различных сред, виброметрии были выполнены известными учеными как в Советском Союзе, так и за рубежом [1-9].

1. Гидродинамические исследования явлений в трубопроводной арматуре

Источниками акустического шума могут служить любые колебания в твёрдых, жидких и газообразных средах; в технике основные источники шума — различные двигатели и механизмы. Источниками шума на производстве является транспорт, технологическое оборудование, системы вентиляции, пневмо- и гидроагрегаты, а также источники, вызывающие вибрацию. Понятие вибрация тесно связано с понятиями шум и звук [1-3].

Источником гидравлического шума (ГДШ) является нерегулярный и флутирующий поток жидкости. Флуктации давления, связанное с нерегулярным потоком, могут проявляться непосредственно в виде звука на некотором расстоянии или же, что более существенно, вызывать вибрацию [5-6]. Вид гидродинамического шума, называемый шумом потока, возникает при обтекании гладких тел или полостей потоком вязкой жидкости, к которой можно отнести воду. Шум потока может излучаться непосредственно или путем возбуждения потоком колебаний элементов, частей конструкции соприкасающихся с потоком.

Второй процесс – возбуждение потоком колебаний элементов конструкции зависит от: 1) параметров флуктации давления в турбулентном слое, 2) местной чувствительности элементов конструкции к этим флуктациям, 3) излучения звука сопряженными вибрирующими элементами конструкции.

Существующие аналитические методы расчета содержат большое количество ограничений, упрощений, эмпирических поправок и позволяют качественно описывать процессы лишь в линейной постановке для областей простой формы. Использование их для количественного описания процессов в сложных трубопроводных системах, предназначенных в т.ч. для работы в импульсных режимах, крайне затруднительно. Усложняет задачу и анализ систем, требующих проведения связанного междисциплинарного анализа (исследования в области гидродинамики, акустики, механики деформируемого твердого тела).

Создание перспективных систем, поиск научно-технических решений в короткие сроки на начальном этапе проектирования, а также минимизация затрат на разработку, проведение лабораторных исследований и натурных испытаний требуют новых решений и подходов. К таким решениям можно отнести проведение вычислительного эксперимента с использованием САЕ-систем инженерного анализа, реализующих универсальные численные методы решения уравнений математической физики. Особое распространения

в задачах вычислительной гидрогазодинамики получил метод конечных объемов (МКО).

2. Моделирование уровня ВШХ трубопроводной арматуры методом компьютерного моделирования

Вычислительная гидрогазодинамика (CFD) в ANSYS представлена модулями Ansys Fluent и Ansys CFX, объединенными в единую оболочку подготовки расчетной модели и обработки результатов Fluid. Обе платформы позволяют использовать для расчета формулировку МКО на структурированных и неструктурированных сетках. Расчетная схема может быть расширена расчетными эмпирическими и физическими моделями шума, позволяющими рассчитывать как уровень акустической мощности, так и уровень звукового давления на заданном расстоянии. Эмпирические методы основаны на эмпирических соотношениях или на решении осредненных по Рейнольдсу стационарных уравнений Навье-Стокса (RANS) вместе со специальными эмпирическими моделями источников звука. Использование таких методов в сложных неизученных процессах течения крайне затруднено. Физические методы расчета шума основаны на прямом численном моделировании (DNS), методе моделирования вихрей (LES) и совместных RANS/LES методах. В качестве расчетных подходов применяют и методы прямого моделирования, и интегральные методы. При использовании прямых методов в рамках единой системы газодинамических уравнений происходит совместный расчет генерации шума турбулентным потоком жидкости и распространения звуковых волн до границ контрольной поверхности. При использовании интегральных методов расчет турбулентного течения и распространения шума выполняются отдельно. Информация о характеристиках флуктуирующего потока сохраняется на контрольных поверхностях, затем производится расчет распространения звука до границ расчетной области с использованием интегральных формулировок. Такой подход наиболее актуален при анализе шумовых характеристик на значительных расстояниях от источника звука. Очевидно, что первый подход, основанный на методах прямого моделирования, для обеспечения устойчивости численного решения, предъявляет повышенные требования к пространственной дискретизации исследуемой области и, как следствие, к затрачиваемым вычислительным ресурсам. Второй подход этого недостатка лишен. К таким методам можно отнести метод Кирхгофа и метод Фокса Вильямса-Хокинса, позволяющий размещать контрольную поверхность около границ области с выраженными турбулентными пульсациями.

2.1. Предлагаемая последовательность решения задач

Для анализа задач исследования вибро-шумовых характеристик трубопроводных систем рекомендуется на основе платформы Ansys Workbench использовать связку модулей Fluent, Modal (Modal Acoustics) и Harmonic Responce (Harmonic Acoustics), а также интеграции ее с системами автоматического проектирования или другими САЕ-системами (в т. ч. с системами MathCad или Matlab /Simulink).

Первым этапом предлагается проводить анализ параметров распределения ГДШ изделия, предположим крана, в программном пакете Ansys Fluent. Этот этап требуется условно разделить на два подэтапа (расчета): 1) На первом подэтапе выполняется расчет элемента трубопровода в стационарной постановке с турбулентным режимом течения рабочей среды. Задача предварительного гидродинамического анализа заключается в оценке акустического воздействия турбулентного потока воды на внутренние стенки кингстона в стационарной постановке и выбор расчетной схемы для нестационарного моделирования. 2) Второй подэтап – проведение нестационарного численного моделирования течения воды через клапан и оценка турбулентных пульсаций

на внутренних стенках клапана с последующим определением на них акустического воздействия в заданном в ТЗ частотном диапазоне.

Следующий этап заключается в моделировании корпуса кингстона и подходящих к нему труб с опорами. На внутренние поверхности кингстона прикладывается нагрузка (давление), полученное на предыдущем этапе. Анализ проводится в модуле Harmonic/Modal и позволяет вычислить:

- Распределение уровней звукового давление в корпусе трубопроводного элемента;
- Значение вибраций на фланцах изделия.

Распределение уровней звукового давления в корпусе элемента необходимо для последующего анализа уровня воздушного шума.

Окончательный этап представляет собой создание модели воздушного объема с вырезанной из центральной части исследуемой геометрии. К наружным поверхностям прикладывается акустическая нагрузка, полученная на предыдущем этапе, и, тем самым, создается (задается) акустический источник. Анализ проводится в модуле Acoustic и позволяет вычислить искомые параметры.

2.2. Результаты расчетов вибро-акустических параметров

Ниже представлены (рис. 1-3) результаты проведения вычислительного эксперимента для различных типах трубопроводных элементах (краны, трубопровод-колени и т.д.) в соответствии с предлагаемыми этапами решения задач.

Опыт применения предлагаемой методики оценки вибро-акустических параметров трубопроводной арматуры показывает, что отклонение составляет не более 20 %, расчетные характеристики превышают экспериментальные, получаемые по специализированной методике [11], в диапазоне от 5 до 1000 Гц. Характер распределения уровней шумовых характеристик по расчетным и экспериментальным данным подобен.

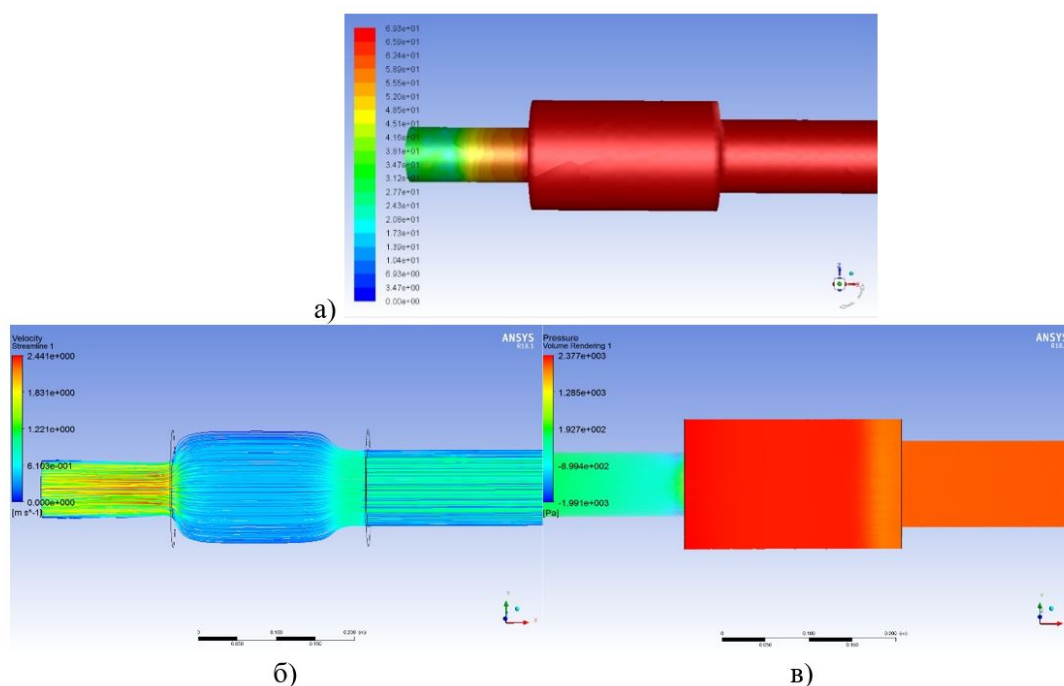


Рис. 1. Характер распределения: а - уровня звукового давления, б - линий тока и в - давлений трубы произвольной формы

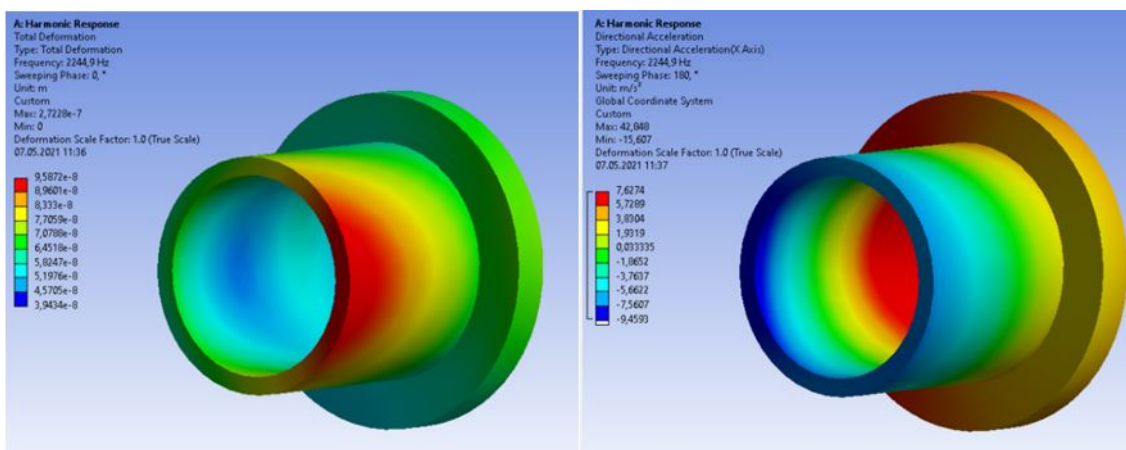


Рис. 2. Расчет амплитуды колебаний при заданном акустическом давлении

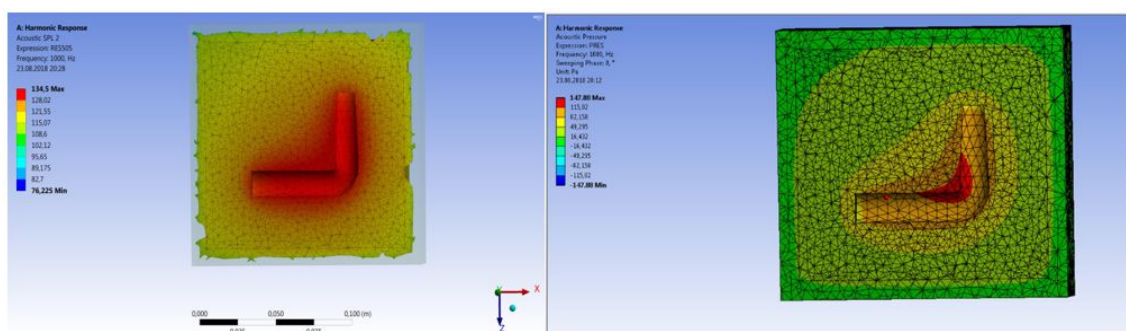


Рис. 3. Распределение звукового давления от возбужденного трубопровода

Заключение

Предлагаемая методика расчета гидродинамического шума, вибраций, вызванных протекающим потоком и акустического шума, генерируемого гидродинамическим шумом, передаваемым в воздух материалом трубопроводного элемента позволяет на стадии проектирования новых трубопроводных систем оценивать и прогнозировать их вибро-шумовые характеристики, выбирать наиболее оптимизированные варианты конструкций без предварительных трудоемких экспериментальных исследований.

Список литературы

1. Тэйлор Р. Шум. Пер. с англ. Д. И. Арнольда. Под ред. М. А. Исаковича. М, «Мир», 1978. 308 с. с ил.
2. Crocker M.J., Arenas J.P. Engineering Acoustics: Noise and Vibration Control // Wiley, 2021. — 785 p. — (Wiley Series in Acoustics Noise and Vibration). — ISBN 9781118496428.
3. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т. / Ред. совет: В41 В. Н. Челомей (пред.). — М.: Машиностроение, 1978— Т. 1. Колебания линейных систем/ Под ред. В.В. Болотина. 1978. 352 с, ил.
4. Физическая энциклопедия/Гл. ред. А. М. Прохоров. Ред. кол. Д. М. Алексеев, А. М. Балдин, А. М. Бонч-Бруевич, А. С. Боровик-Романов и др.—М.: Сов.энциклопедия. Т. II. Добротность—Магнитооптика. 1990. 703 с, ил. ISBN 5-85270-061-4
5. Роберт Дж. Урик. Основы гидроакустики. Судостроение. 1978 г

6. Фирсов Ю. Г. «Основы гидроакустики и использования гидрографических сонаров» — СПб.: Нестор-История, 2010. — 348 с. ISBN 978-5-98187-644-8.
7. Справочник о технической акустике. М. Хекл и Х.А. Мюллер, Судостроение, 1980 г.
8. М.А. Исакович. Общая акустика, Наука, Москва, 1973 г.
9. А.С. Вольмир. Оболочки в потоке жидкости и газа, Наука, 1976 г.
10. Куличкова Е.А. Снижение импульсной вибрации трубопроводной арматуры // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). 2016. Т. 15, №2. С. 145-151. DOI: 10.18287/2412-7329-2016-15-2-145-151
11. Методика контроля импульсной вибрации арматуры и гидравлической аппаратуры на заводских стендах (МКИВС-95А). СПб.: ЦНИИ им. академика А. Н. Крылова, 1995. 13 с.

References

1. Taylor R. Noise. Per. from English D.I. Arnold. Ed. M. A. Isakovich. M, "Mir", 1978.308 p. with silt.
2. Crocker M.J., Arenas J.P. Engineering Acoustics: Noise and Vibration Control // Wiley, 2021. - 785 p. - (Wiley Series in Acoustics Noise and Vibration). - ISBN 9781118496428.
3. Vibrations in Technology: A Handbook. In 6 volumes / Ed. advice: B41 V.N. Chelomey (previous). - M.: Mashinostroenie, 1978 - Т. 1. Oscillations of linear systems / Ed. V.V. Bolotin. 1978. 352 p, ill.
4. Physical encyclopedia / Ch. ed. A.M. Prokhorov. Ed. count D.M. Alekseev, A.M. Baldin, A.M. Bonch-Bruevich, A.S. Borovik-Romanov et al. - M.: Soviet encyclopedia. Т. II. Quality factor — Magneto-optics. 1990.703 s, ill. ISBN 5-85270-061-4
5. Robert J. Urik. Fundamentals of hydroacoustics. Shipbuilding. 1978 year
6. Firsov Yu. G. "Fundamentals of hydroacoustics and the use of hydrographic sonars" - SPb.: Nestor-History, 2010. - 348 p. ISBN 978-5-98187-644-8.
7. Handbook of technical acoustics. M. Heckl and H.A. Müller, Shipbuilding, 1980
8. M. A. Isakovich. General acoustics, Nauka, Moscow, 1973
9. A.S. Volmir. Shells in the flow of liquid and gas, Science, 1976
10. Kulichkova E.A. Reducing impulse vibration of pipeline fittings // Bulletin of the Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolev (National Research University). 2016.Vol. 15, No. 2. S. 145-151. DOI: 10.18287 / 2412-7329-2016-15-2-145-151
11. Methods for monitoring impulse vibration of fittings and hydraulic equipment at factory stands (MKIVS-95A). SPb.: TsNII im. Academician A. N. Krylov, 1995.13 p.

УДК: 628.517.2
OECD: 01.03.AA

К оценке ущерба от транспортного шума

Борцова С.С.

Ст. преподаватель, кафедра «Экология и производственная безопасность»,
БГТУ «ВОЕНМЕХ им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, РФ

Аннотация

Предложены подходы к определению ущерба от транспортного шума – главной составляющей оценки экономической эффективности шумозащитных мероприятий. Они основаны на последних рекомендациях по оценке риска здоровью населения от воздействия транспортного шума и анализе современных методов экономической оценки потерь от заболеваний и инвалидизации, лишенных недостатков, выявленных в действующих на сегодняшний момент нормативных документах. Методика, реализуемая в МР 2.1.10.0059–12, позволяет спрогнозировать число заболеваний, связанных с воздействием шума по каждой из поражаемых систем и органам в зависимости от времени негативного воздействия. А предложенная классификация затрат для расчета экономического ущерба от шума позволит более точно и полно оценить экономические потери, связанные с ухудшением здоровья людей.

Ключевые слова: ущерб от шума, риск здоровью, стоимость болезни, экономическая эффективность, шумозащита.

To assess damage from traffic noise

Bortsova S.S.

*Senior lecturer, the department of Ecology and Industrial Safety, Baltic State Technical University
'VOENMEH' named after D.F. Ustinov, St. Petersburg, Russia*

Abstract

Approaches to determining the damage caused by traffic noise, which is the main component of assessing the economic efficiency of noise mitigation measures, are proposed. They are based on the latest recommendations for assessing the risk to public health from exposure to traffic noise and analyzing modern methods of economic assessment of losses from diseases and disability, devoid of the shortcomings identified in the current regulatory documents. The methodology implemented in MP 2.1.10.0059-12 allows predicting the number of diseases associated with noise exposure for each of the affected systems and organs, depending on the time of negative exposure. The proposed classification of costs for calculating the economic damage from noise will make it possible to assess the economic losses associated with the human health deterioration more accurately and completely.

Keywords: *noise damage, health risk, cost of illness, cost-effectiveness, noise protection.*

Введение

Транспортный шум – неотъемлемая часть жизни большинства живущих в мегаполисах людей. В этой связи невозможно недооценивать эффект средств от его защиты.

В основе оценки экономической эффективности шумозащитных мероприятий лежит значение предотвращенного ущерба. При этом оценить вред от шума как фактора негативного воздействия на окружающую среду (ОС) на сегодняшний момент не представляется возможным. Минприроды, принимающее таксы и методики размера такого вреда, не реализовало свои полномочия в этой области. Ростехнадзор во времена своего нормативно-правового регулирования в сфере охраны ОС предпринял лишь попытки взимать плату за негативное воздействие на ОС от шума, однако и они остались в виде проектов.

Оценка ущерба от шума реализуется в настоящее время в отраслевых нормативно-правовых актах.

В частности, в ОДМ [1] оценивается социальный ущерб населению в связи с ухудшением здоровья людей и снижением показателей их работоспособности под воздействием шума. Во внимание принимаются максимальные за день и ночь уровни звука (УЗ), количество подвергаемых этому воздействию человек и условная оценка стоимости указанных негативных эффектов.

Однако, в т.ч. проводимые исследования [2] доказывают, что максимальные показатели УЗ, имея кратковременный характер, преувеличивают получаемый ущерб. Время действия шума вообще не берётся во внимание при расчётах по ОДМ [1].

Также вызывает сомнение достоверность полученных значений экономической оценки шумового воздействия, ведь первоисточником этих данных является Руководство 1981 г. [3], где четко указано на необходимость их дальнейшей корректировки и уточнения «из-за отсутствия необходимого объема научных данных» на период разработки Руководства. В ОДМ [1] они лишь проиндексированы в цены 2010 года (что добавляет погрешности при современных расчётах).

Поэтому предлагается обновленный подход к экономической оценке ущерба, вызванного пребыванием человека в помещениях с повышенными уровнями шума, лишенный указанных недостатков.

1. Ущерб здоровью населения от воздействия шума

На первом этапе на основе данных о шумовом воздействии на население необходимо оценить социальный ущерб от шума, выражающийся в количестве заболевших, видах заболеваний по системам органов, оценить их динамику.

Более точную оценку воздействия шума на состояние здоровья населения можно получить, обратившись к санитарному законодательству и гигиеническим исследованиям, результаты которых приведены в табл.1.

Транспортный шум воздействует в первую очередь на нервную систему и систему кровообращения. Нарушения нервно-психической сферы проявляются раньше, начиная с УЗ в 35–40 дБА. Изменения в органе слуха начинается с УЗ 65–70 дБА. Риски наступления негативных эффектов от воздействия шумового фактора резко возрастают, достигая максимальных величин (1,00) при УЗ 80 дБА и 125 дБА для неспецифического и специфического воздействия соответственно (рис.1) [2, 4].

Таблица 1

Виды нарушений здоровья населения, проживающего под воздействием транспортного шума [4]

Поражаемые органы и системы	Нарушения здоровья	Данные о пороговых уровнях шума, дБА
Нервная система	Нервозность (нервное напряжение, раздражение)	35
	Расстройство сна	40
	Когнитивные нарушения	42
	Вегето-сосудистая дистония	60
Система кровообращения	Повышение кровяного давления неспецифическое, без диагноза гипертензии	65
	Гипертензивная болезнь сердца	70
	Ишемическая болезнь сердца	70
	Стенокардия	70
	Инфаркт миокарда	70
Болезни уха и сосцевидного отростка	Шум в ушах (субъективный)	45
	Кондуктивная и нейросенсорная потеря слуха	80
	Потеря слуха, вызванная шумом	80

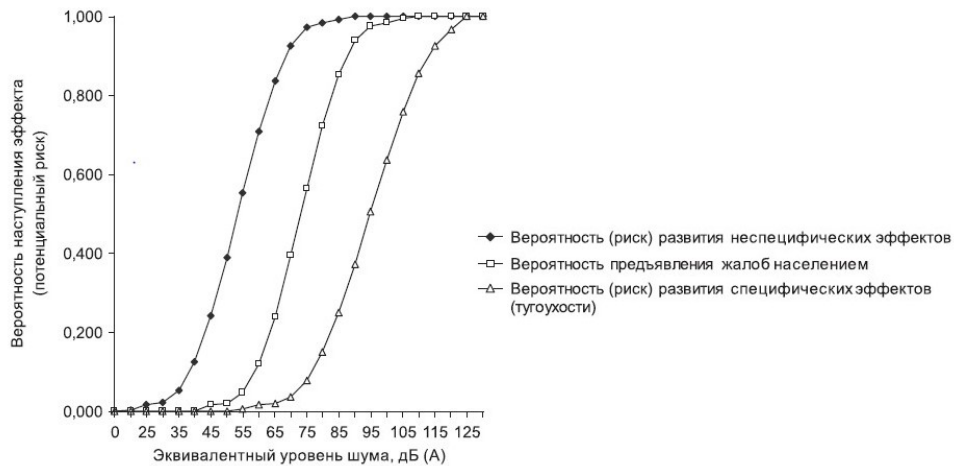


Рис. 1. Вероятность негативных последствий от воздействия шума

Последние наработки в области оценки риска здоровью населения от воздействия транспортного шума собраны в Методических рекомендациях [4]. Представленный там подход предполагает решение системы рекуррентных уравнений (1), построенных на основе математических моделей развития неблагоприятных эффектов под воздействием шума по данным отечественных и зарубежных исследований. Представляется возможной оценка риска нарушений сердечно-сосудистой, нервной систем и органов слуха с учетом времени воздействия фактора шума:

$$\begin{cases} R_{t+1}^{A_{cl}} = R_t^{A_{cl}} + \left[0,0118 \cdot R_t^{A_{cl}} + 0,001 \cdot \left\langle \frac{Y_{3t} \cdot (1 - R_t^{A_{cl}})}{50} - 1 \right\rangle - 1 \right] \cdot C \\ R_{t+1}^{A_{cc}} = R_t^{A_{cc}} + \left[0,052 \cdot R_t^{A_{cc}} + 0,015 \cdot \left\langle \frac{Y_{3t} \cdot (1 - R_t^{A_{cc}})}{58,5} - 1 \right\rangle - 1 \right] \cdot C \\ R_{t+1}^{A_{nc}} = R_t^{A_{nc}} + \left[0,0074 \cdot R_t^{A_{nc}} + 0,0016 \cdot \left\langle \frac{Y_{3t} \cdot (1 - R_t^{A_{nc}})}{43} - 1 \right\rangle - 1 \right] \cdot C \end{cases} ; \quad (1)$$

начальные уровни:

$$\begin{aligned} R_0^{A_{cl}} &= 0,023 \\ R_0^{A_{cc}} &= 0,007 \\ R_0^{A_{nc}} &= 0,02855 \end{aligned}$$

где $R_t^{A_i}$ - риск нарушения i -й системы органов на начальный (заданный) момент времени t ; $R_{(t+1)}^{A_i}$ - риск нарушения i -й системы органов для следующего временного шага $(t + 1)$ (зависит от C); $R_t^{A_{cl}}$, $R_t^{A_{cc}}$, $R_t^{A_{nc}}$ - агрегированный риск развития нарушений различной тяжести слухового аппарата, сердечно-сосудистой системы и нервной системы соответственно (в виде негативных эффектов табл.1) на момент времени t ; Y_{3t} - средневзвешенный суточный уровень шума в исследуемый период t , (дБА); C - временной эмпирический коэффициент, учитывающий времени воздействия шума (час, день, неделя, месяц, год); $\langle \rangle$ - скобки Келли, принимающие значения $\langle x \rangle$ при $x < 0$ и $\langle x \rangle = x$ при $x \geq 0$.

Модель позволяет рассчитывать риск на любой заданный момент времени t , а также прогнозное значение как:

$$\Delta R_t^{A_i} = R_t^{A_i} - R_t^{A_i/\phi}, \quad (2)$$

где $\Delta R_t^{A_i}$ - дополнительный агрегированный риск нарушения i -й системы органов на момент времени t ; $R_t^{A_i}$ - агрегированный риск нарушения i -й системы органов под воздействием шумовой нагрузки на момент времени t ; $R_t^{A_i/\phi}$ - агрегированный риск нарушения i -й системы органов без воздействия шумовой нагрузки на момент времени t (фоновый риск).

Данная методика [4] позволяет определить число заболеваний, связанных с воздействием шума по каждому из поражаемых органов и систем в год или другой период времени. С её помощью можно определить число случаев заболеваний на 1000 или непосредственно на количество попадающих под воздействие шума человек, а в дальнейшем, оценив стоимость их лечения, рассчитать экономические потери, связанные с ухудшением здоровья людей.

Также эта методика содержит формулы для расчета доли лиц, раздраженных ночным шумом; с устойчивым нарушением сна при автомобильном шуме; учитывает жалобы населения на шум; беспокойство во сне и т.п., что пока невозможно оценить экономически.

2. Экономическая оценка нарушения здоровья

Следующим этапом служит денежное выражение непосредственно затрачиваемых на лечение ресурсов, а также убытков, которые в этой связи несёт общество.

Разработанные на сегодняшний день методики позволяют с определенной достоверностью подсчитать ущерб от заболеваемости, инвалидизации и смертности населения [5]. Последний вид ущерба рассматривать не будем.

Для целей настоящего исследования с учетом представленных в [5 - 9] методик можно предложить следующую классификацию затрат для расчета экономического ущерба от шума:

- по типам: прямые, косвенные и нематериальные;
- по дифференцирующим факторам: пол, возраст, форма течения и стадия заболевания, причина нетрудоспособности, группа инвалидности, сфера занятости;
- по этапам лечения: затраты на профилактику и диагностику заболевания, амбулаторно-поликлиническое или стационарное ведение, на реабилитационные мероприятия или санитарно-курортное лечение;
- по времени лечения: календарный год, нескольких лет или в течение всей жизни.

Наиболее просты в подсчете, в т.ч. в части сбора информации, прямые затраты ($Z_{пр}$). Они отражают стоимость самого лечения. В структуре прямых затрат выделяют медицинские (затраты на диагностику, лечебные и реабилитационные процедуры, лекарственные препараты, содержание больного в лечебном учреждении и т.п.) и немедицинские (накладные расходы самого пациента, например, оплата сервисных услуг в медучреждении, услуги социальных служб, личные транспортные расходы).

Прямые затраты складываются из затрат на каждый этап лечения и расходов пациента:

$$Z_{пр} = Z_{диаг} + Z_{амб} + Z_{стац} + Z_{реаб} + Z_{пац}, \quad (3)$$

где $Z_{диаг}$, $Z_{амб}$, $Z_{стац}$, $Z_{реаб}$ - затраты на диагностику, амбулаторный этап, стационарный этап и реабилитации соответственно. Эти затраты включают стоимости медицинских процедур, фармакотерапию и расходы на пребывания больного в лечебном учреждении. $Z_{пац}$ - накладные расходы пациента.

Проводимые на каждом этапе медицинские процедуры оцениваются как произведение стоимости каждой процедуры и их количества.

Стоимость лекарственных препаратов определяют исходя из прописываемых курсовых доз и средних цен упаковки лекарственного средства.

Содержание больного в лечебном учреждении обойдется в стоимость койко-дня, умноженной на количество дней пребывания в стационаре.

В случае, когда заболевание длится годами или необходимо периодическое прохождение какого-либо этапа терапии, затраты оцениваются как произведение стоимости одного года (этапа) лечения и числа лет, на которые оно планируется. Результаты такого анализа имеют прогностический характер, поэтому для получения более точных данных целесообразно применить дисконтирование.

Наличие стандартов оказания медицинской помощи и руководств по лечению пациентов в отношении заболеваний, вызываемых воздействием шума, позволяет более детально рассчитать затраты на их лечение, выделив в числе попадающих под сверхнормативное акустическое воздействие несколько моделей пациентов, различающихся по возрасту, полу и стадии заболевания.

Затраты на одного пациента (группы пациентов одной модели) суммируются по всему количеству выявленных или прогнозируемых случаев заболевания.

Косвенные затраты ($Z_{к}$) связаны с заболеванием неявно, в их числе, например, упущенная выгода как самого заболевшего и членов его семьи (неполученные в связи с заболеванием доходы при невыходе на работу и снижении производительности труда), так отрасли производства и региона в целом.

Здесь также учитывается возрастная составляющая населения в зависимости от трудоспособности. Однако, учитывая, что зачастую за ребенком и пожилыми людьми ухаживают их трудоспособные родители и дети соответственно, этой дифференциацией можно пренебречь.

Для расчета регионального ущерба от заболеваемости ($Z_{к,р}$) применима Методика [8]. Он представляет собой упущенную выгоду в производстве ВВП (объем недопроизведенного ВВП) из-за временного выбытия человека из сферы производства в результате временной нетрудоспособности и рассчитывается в зависимости от возраста (x), пола (s) и причине нетрудоспособности (m) как:

$$Z_{к,рх,с,м} = T_{ВНх,с,м} \cdot \frac{N_{ВНх,с,м}}{N_{ВНс,м}} \cdot \frac{ВВП}{365 \cdot ЧЗ}, \quad (4)$$

где: $T_{ВНс,м}$ - число дней временной нетрудоспособности; $N_{х,с,м}$ - число случаев временной нетрудоспособности, равное 1/5 числа случаев временной нетрудоспособности, соответствующей пятилетней возрастной группы; $N_{с,м}$ - число случаев временной нетрудоспособности в отчетном году; $ВВП$ - валовой внутренний продукт в Российской Федерации; $ЧЗ$ - численность занятых в Российской Федерации.

Подсчитанные по каждому дифференцирующему фактору экономические потери ВВП суммируются.

По этой же методике [8] можно рассчитать ущерб (упущенную выгоду в производстве ВВП) вследствие получения человеком инвалидности.

Затраты на пособия (пенсии) по инвалидности и иные социальные выплаты, дополнительные затраты государства на медицинское обслуживание, расходы на оплату листов нетрудоспособности можно рассчитать по методикам, представленным в [9].

В частности, стоимость дня временной нетрудоспособности может быть рассчитана по формуле:

$$C_{ВН} = \frac{ЗП \cdot (БЛ + ЕСН + ПН)}{22} + \frac{ВРП}{350}, \quad (5)$$

где: $C_{ВН}$ - «стоимость» дня временной нетрудоспособности, $ЗП$ - средняя заработная плата, $БЛ$ - больничный лист, %, $ЕСН$ - единый социальный налог, %, $ПН$ - подоходный налог, %, $ВРП$ - валовой региональный продукт на душу населения в год.

К нематериальным затратам ($Z_{нм}$) можно отнести достаточно сложные для экономической оценки показатели, такие как моральный ущерб и индекс QALY (сохранённые годы качественной жизни). Они отражают физические и нравственные страдания человека, связанные как с ухудшениями функций его организма, так и с нарушениями сложившегося образа его жизни.

Методология оценки морального ущерба описывается в работах доктора экономических наук М.В. Дулясовой, индекс QALY применяется в том числе в фармаэкономическом анализе «затраты-полезность».

В целях упрощения расчетов косвенные и нематериальные затраты не стоит детализировать отдельно по видам заболеваний. Достаточно их деление только по полу, возрасту и сфере занятости населения. Прямые же затраты необходимо рассчитать отдельно по каждому виду нарушения здоровья: сердечно-сосудистой системы, нервной системы и органов слуха.

Таким образом, полный социально-экономического ущерб населению от транспортного шума можно представить как:

$$У = Z_{пр}^{сс,нс,сл} \cdot n^{сс,нс,сл} + (Z_{к} + Z_{нм}) \cdot N, \quad (6)$$

где: $n^{сс}, n^{нс}, n^{сл}$ - число случаев заболеваний сердечно-сосудистой системы, нервной системы и слухового аппарата соответственно, N - общее число заболевших.

Заключение

Для оценки эффективности шумозащитных мероприятий необходимо знать величину предотвращаемого в результате их применения ущерба. Существующие на сегодняшний день методики оценки ущерба от воздействия на население транспортного шума основаны на знаниях сорокалетней давности и не позволяют достоверно оценить его величину. Поэтому с учётом последних рекомендаций Роспотребнадзора, Минздравсоцразвития и Минфина России, а также экономических исследований предложены более актуальные подходы к оценке экономического ущерба от транспортного шума.

На основе информации об источниках шума, их характеристиках (частотных, временных), распределении шума на селитебной территории, численности населения, подвергающегося акустическому воздействию, с помощью методики [4] выявляются вероятные нарушения здоровья от такого воздействия и определяется число случаев заболеваний по каждой из систем органов. Далее по каждой группе заболеваний выделяются подгруппы, дифференцируемые в зависимости от возраста, пола, формы течения и стадии заболевания населения. Руководствуясь нормативными медицинскими документами по объёму и порядку оказания медицинской помощи для каждого этапа проводимой терапии по данным преискурантов ведущих ЛПУ, крупных фармацевтических дистрибьюторов, аптечных складов и др. рассчитываются прямые затраты $Z_{пр}$ по каждой группе (подгруппе, этапу) и суммируются по всему количеству выявленных или прогнозируемых случаев заболевания.

Рассчитываются косвенные затраты от нарушений здоровья. Здесь все пострадавшие делятся только по возрастному критерию, а также в случае расчета регионального ущерба – по сферам занятости. Оцениваются потери в производстве ВВП, расходы на оплату листов нетрудоспособности, прочие социальные выплаты, дополнительные затраты государства на медицинское обслуживание. По возможности оцениваются нематериальные затраты: моральный ущерб и индекс QALY. Косвенные и нематериальные затраты суммируются по численности населения, подвергающегося акустическому воздействию.

На основании представленных подходов к оценке ущерба от транспортного шума возможна разработка методики его определения. Представляется возможным получение универсальных показателей экономического ущерба, вызванного пребыванием человека в помещении с уровнями шума, влияющими на самочувствие и состояние его здоровья (отдельно для ночного и дневного времени суток) в зависимости от уровня шума, возраста населения и других, указанных в статье дифференцирующих факторов.

Список литературы

1. ОДМ 218.2.013-2011 Методические рекомендации по защите от транспортного шума территорий, прилегающих к автомобильным дорогам, утв. Распоряжением Росавтодора (Федерального дорожного агентства) от 13.12.2012 N 995-р.
2. Ушаков И.Б., Клепиков О.В., Попов В.И., Самодурова Н.Ю. Воздействие городского автотранспортного шума с оценкой риска здоровью населения. Гигиена и санитария. 2017, 96(9): с.904-908.
3. Руководство по технико-экономической оценке шумозащитных мероприятий, осуществляемых строительно-акустическими методами [Текст] // М: СТРОЙИЗДАТ, 1981
4. МР 2.1.10.0059–12 «Состояние здоровья населения в связи с состоянием

окружающей среды и условиями проживания населения. Оценка риска здоровью населения от воздействия транспортного шума. Методические рекомендации».

5. Шеломенцев А.Г., Малинина Е.С. Подходы к экономической оценке потерь здоровья населения. Азимут научных исследований: экономика и управление. 2019; 8 (2(27)): с.241-246.

6. Ягудина Р.И., Куликов А.Ю., Комаров И.А. Методология проведения анализа «затрат» при проведении фармакоэкономических исследований. Фармакоэкономика. 2011; 4(3): с.3-6.

7. Ягудина Р. И., Зинчук И. Ю., Литвиненко М. М. Анализ «стоимости болезни»: виды, методология, особенности проведения в Российской Федерации. Фармакоэкономика. 2012; 5(1): с.4-9.

8. Приказ Минэкономразвития России N 192, Минздравсоцразвития России N 323н, Минфина России N 45н, Росстата N 113 от 10.04.2012 "Об утверждении Методологии расчета экономических потерь от смертности, заболеваемости и инвалидизации населения" (Зарегистрировано в Минюсте России 28.04.2012 N 23983).

9. Голева О.И. Экономическая оценка потерь от инвалидизации населения в РФ: подходы и методы. Финансы: теория и практика. 2017; 21(5): с.30-39.

References

1. ODM 218.2.013-2011 Guidelines for traffic noise protection for areas adjacent to roads.

2. Ushakov I.B., Klepikov O.V., Popov V.I., Samodurova N.Yu. Exposure to urban traffic noise with health risk assessment. Hygiene and Sanitation. 2017, 96 (9): pp.904-908.

3. Guidelines for the technical and economic assessment of noise protection measures carried out by construction-acoustic methods [Text] // М: STROYIZDAT, 1981

4. MR 2.1.10.0059–12 "The state of health of the population in connection with the state of the environment and living conditions of the population. Assessment of public health risk from traffic noise. Guidelines"

5. Shelomentsev A.G., Malinina E.S. Approaches to the economic assessment of health losses of the population. Research Azimuth: Economics and Management. 2019; 8 (2(27)): pp.241-246.

6. Yagudina R.I., Kulikov A.Yu., Komarov I.A. Methodology of cost-utility analysis in pharmacoeconomic research. Pharmacoeconomika. 2011; 4(3): pp.3-6. (In Russ.)

7. Yagudina R.I., Zinchuk I.Yu., Litvinenko M.M. Cost of illness analysis: types, methodology, Russian specifics. Pharmacoeconomika. 2012; 5(1): pp.4-9. (In Russ.)

8. Order of the Ministry of Economic Development of Russia N 192, the Ministry of Health and Social Development of Russia N 323n, the Ministry of Finance of Russia N 45н, Rosstat N 113 of 10.04.2012 "On approval of the Methodology for calculating economic losses from mortality, morbidity and disability of the population".

9. O.I. Goleva. Economic Evaluation of Losses From Invalidism of the Population in Russia: Approaches and Methods. Finance: theory and practice. 2017; 21(5): pp.30-39.

УДК: 331.45; 534.21; 621.941

OECD: 01.03. AA; 10.63.49; 76.01.93

Теоретические исследования вибрации и шумообразования несущих систем многошпиндельных деревообрабатывающих станков

Русляков Д.В.

К.т.н., доцент, докторант, Донской государственной технической университет,
г. Ростов-на-Дону, РФ

Аннотация

В статье представлено теоретическое обоснование расчета скоростей колебаний и уровней шума при работе деревообрабатывающих станков. В связи с тем, что несущие системы станков принадлежат к типу конструкций энергетически замкнутых и имеющих малые величины диссипативной функции, определяемой коэффициентами потерь колебательной энергии, то для таких конструкций для расчета скоростей колебаний и, соответственно, уровней шума предложено использовать метод энергетического баланса.

Теоретически выведены зависимости скоростей колебаний несущей системы станка $S_{в12}$, станка $S_{в8}$, а также зависимостей скоростей колебаний несущей системы горизонтально – вертикального сверлильного станка. Также было обосновано, что коэффициенты потерь колебательной энергии соответствующих элементов несущей системы станков следует задавать не для материала, из которого они изготовлены, а с учетом всей технологической системы в виде регрессионных зависимостей, полученных математической обработкой экспериментальных данных.

Ключевые слова: многошпиндельные деревообрабатывающие станки, звуковое давление, вибрация, шпиндель, сверло.

Theoretical studies of vibration and noise generation of carrying systems of multi-spindle woodworking machines

Ruslyakov D.V.

PhD, docent, doctoral student, Don State Technical University, Rostov-on-Don, Russia

Abstract

The article presents a theoretical justification for the calculation of vibration rates and noise levels during the operation of woodworking machines. Due to the fact that the carrying systems of machines belong to the structures that are energetically closed and have small values of the dissipative function determined by the coefficients of vibrational energy losses, it is proposed to use the energy balance method for such structures to calculate the vibration rates and, accordingly, noise levels.

The dependences of the vibration rates of the carrying system of the machine S_{v12} , the machine S_{v8} , as well as the dependences of the vibration rates of the carrying system of the horizontal – vertical drilling machine are derived theoretically. It was also proved that the coefficients of the loss of the vibrational energy of the corresponding elements of the carrying system of machines should not be set for the material from which they are made, but for the entire technological system in the form of regression dependencies obtained by mathematical processing of experimental data.

Keywords: *multi-spindle woodworking machines, sound pressure, vibration, spindle, drill bit.*

Введение

Гамма многошпиндельных сверлильных деревообрабатывающих станков включает вертикальный сверлильный станок $C_{в12}$, горизонтальный сверлильный станок $C_{в8}$, горизонтально – вертикальный сверлильный станок СВПГ.

Механизм резания станка $C_{в12}$ (рис.1) имеет 12 шпинделей, которые могут переставляться на траверсах. Каждый шпindelъ соединяется с фланцевым электродвигателем через муфту. На траверсе шпиндели крепятся по три в ряд и с помощью ручного шестеренчато-реечного привода могут перемещаться и устанавливаться на определенных расстояниях друг от друга. Обрабатываемое изделие крепится на столе станка специальным устройством с пневматическим приводом, перемещается вверх на сверла.



Рис. 1. Двенадцатишпиндельный вертикально-сверлильный станок

Станок $C_{в8}$ (рис.2) имеет восемь сверлильных шпинделей. Каждые четыре шпинделя смонтированы на суппортах, которые перемещаются в направлении обрабатываемых заготовок. Аналогично станку $C_{в12}$ шпиндели ручным шестеренчато-реечным приводом могут перемещаться поперек суппортов на межосевые расстояния между обрабатываемыми отверстиями.



Рис. 2. Восьмишпиндельный горизонтально-сверлильный станок $C_{в8}$

Станок СВПГ (рис.3) имеет шесть вертикальных и четыре горизонтальных шпинделя. Сверлильные шпиндели перемещаются в направлении изделия, закрепляемые на столе станка.



Рис. 3. Горизонтально-вертикально сверлильный станок СВПГ

Узлы резания всех указанных станков имеют не только унифицированную конструкцию, но и одинаковые частоты вращения шпинделей – 2800 об/мин. Эти особенности позволяют использовать единый подход к теоретическому расчету спектров вибраций и шума корпусных и базовых деталей вышеуказанных станков [1-4].

1. Теоретическое обоснование расчета скоростей колебаний и уровней шума

Актуальность теоретического исследования процессов возбуждения вибраций и излучения звуковой энергии вышеуказанных станков определяется воздействием силового возмущения одновременно работающих сверл [5-7]. Геометрические параметры элементов несущей системы позволяют ограничиться двумя типами излучателей – стержней и плоских пластин ограниченных размеров [8].

Уровни звуковой мощности элементов типа стержней согласно данных работ [2, 9, 10] определяются по формулам:

$$L = 10 \lg \frac{0,65 V_k^2 l f_k}{10^{-12}} = 20 \lg V_k + 10 \lg f_k l + 118, \quad (1)$$

где f_k – частота колебаний источника шума, Гц; l – длина источника шума, м; V_k – скорость колебаний источников, м/с,

а применительно к элементам типа пластин:

$$L = 20 \lg V_k + 10 \lg S + 146.$$

Несущие системы станков принадлежат к типу конструкций энергетически замкнутых и имеющих малые величины диссипативной функции, определяемой коэффициентами потерь колебательной энергии. Для таких конструкций для расчета скоростей колебаний и, соответственно, уровней шума целесообразно использовать метод энергетического баланса. В общем виде система уравнений имеет вид:

$$\sum_1^{K_1} (\delta_i S_i + \alpha_{i-j} l_{i-j}) q_i = \sum_1^{K_1} \alpha_{i-j} l_{i-j} q_i^2 + \sum_1^{K_2} N_i (1 - \eta_\Sigma), \quad (2)$$

где δ_i – коэффициенты поглощения энергии в стенках корпуса, м^{-1} ; α_{i-j} – коэффициенты передачи между двумя соседними стенками корпуса; l_{i-j} – длина линии контакта между двумя пластинами, м; q_i – потоки вибрационной мощности в стенках корпуса, Вт/м; K_1 – количество стенок корпуса; K_2 – количество подшипников в соответствующей стенке; N_i – вводимая в корпус через подшипниковые узлы вибромощность, Вт; S_i – площадь стенки, м^2 ; η_Σ – суммарный коэффициент потерь колебательной энергии для подшипников.

Коэффициенты затухания определяются по данным работы [1] и приведены для чугунного корпуса к виду:

$$\delta_i = 1,5 \cdot 10^{-3} \eta \left(\frac{f_{mn}}{h_i} \right)^{0,5}, \quad (3)$$

где h_i – толщина стенки, м; η – эффективный коэффициент потерь колебательной энергии; f_{mn} – собственная частота колебаний стенки, Гц.

$$f_{mn} = \frac{\pi}{2} \left(\frac{m^2}{l_1^2} + \frac{n^2}{l_2^2} \right) \sqrt{\frac{Eh^2}{12\rho(1-\mu^2)}}, \quad (4)$$

где m и n – числа, определяющие собственную частоту колебаний; l_1 и l_2 – длина и ширина, м; E – модуль упругости, Па; ρ – плотность, $\text{кг}/\text{м}^3$; μ – коэффициент Пуассона. Для чугунного корпуса выражение (4) примет вид:

$$f_{mn} = 2 \cdot 10^3 \left(\frac{m^2}{l_1^2} + \frac{n^2}{l_2^2} \right) h. \quad (5)$$

Потоки вибромощности в стенках корпуса определяются следующим образом:

$$q = zV^2. \quad (6)$$

Для $f < f_{\text{диф}}$,

$$z_1 = \frac{1}{2} \pi \eta f_{mn} M, \quad (7)$$

где M – масса стенки, кг;

Для $f \geq f_{\text{диф}}$

$$z_2 = 8 \frac{Eh^2}{12(1-M^2)\rho} m_0, \quad (8)$$

где m_0 – распределенная масса стенки, $\text{кг}/\text{м}$;

$$f_{\text{диф}} = \frac{16}{\pi \eta S} \sqrt{\frac{Eh^2}{12(1-M^2)\rho}}, \quad (9)$$

тогда скорости колебаний стенок определяются следующими зависимостями:

$$\begin{aligned} V_{mn1} &= \sqrt{\frac{q_i}{z_{i1}}}, \\ V_{mn2} &= \sqrt{\frac{q_i}{z_{i2}}}. \end{aligned} \quad (10)$$

2. Вывод зависимостей скоростей колебаний несущей системы станка C_B12

Компоновка несущей системы станка C_B12 включает следующие основные элементы, которые необходимо учесть при расчете вибраций: верхняя траверса, вертикальные стойки, стойки стола, стол. Верхняя траверса и стол станка представляют собой пластины, а стойки – стрелжи. Система уравнений получена в следующем виде:

$$\begin{aligned} (\delta_1 S_1 + d_{12} 4l_{12}) q_1 &= 4d_{21} 4l_{12} q_2 + K_{ш.п.} m_\delta V_\delta \frac{dV_t}{dt}, \\ (\delta_2 S_2 + d_{21} 4l_{12}) q_2 &= 4d_{12} 4l_{12} q_1 + 4d_{42} 4l_{24} q_4, \\ (\delta_3 S_3 + 2d_{34} 4l_{34}) q_3 &= d_{43} l_{34} q_4, \\ (\delta_4 S_4 + 4d_{42} 4l_{24} + 2d_{34} l_{34}) q_4 &= 4d_{24} 4l_{24} q_2 + d_{34} l_{34} q_3 + m_3 V_3 \frac{dV_3}{dt}. \end{aligned} \quad (11)$$

где $K_{ш.п.}$ – количество шпиндельных узлов, одновременно выполняющих процесс сверления; m_δ – масса шпиндельной бабки, кг; V_δ – скорость колебаний элемента бабки в месте установки на траверсе, м/с; m_c – масса стола, кг; m_3 – масса заготовки, кг; V_3 – скорость колебаний заготовки, м/с.

Для нахождения потоков вибрационной мощности и, соответственно, виброакустических характеристик, система уравнений (11) представлена в матричном виде:

$$\begin{vmatrix} K_1 & -4d_{21}l_{12} & 0 & 0 \\ -4d_{12}l_{12} & K_2 & 0 & -4d_{42}l_{24} \\ 0 & 0 & K_3 & -d_{43}l_{34} \\ 0 & 4d_{24}4l_{24} & -2d_{34}l_{34} & K_4 \end{vmatrix} \times \begin{vmatrix} q_1 \\ q_2 \\ q_3 \\ q_4 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} K_{ш.п.} m_\delta V_\delta \frac{dV_\delta}{dt} \\ 0 \\ 0 \\ m_3 V_3 \frac{dV_3}{dt} \end{vmatrix},$$

$$\begin{aligned} \text{где } K_1 &= \delta_1 S_1 + d_{12} 4l_{12}; \\ K_2 &= \delta_2 S_2 + d_{21} 4l_{12}; \\ K_3 &= \delta_3 S_3 + 2d_{34} l_{34}; \\ K_4 &= \delta_4 S_4 + 4d_{42} l_{24} + 2d_{43} l_{34}. \end{aligned}$$

Решение системы уравнений относительно первого элемента получено методом Крамера и имеет следующий вид:

$$q_1 = \frac{\begin{vmatrix} K_{ш.п.} m_\delta V_\delta \frac{dV_\delta}{dt} & -4d_{21}l_{12} & 0 & 0 \\ 0 & K_2 & 0 & -4d_{42}l_{24} \\ 0 & 0 & K_3 & -d_{43}l_{34} \\ m_3 V_3 \frac{dV_3}{dt} & 4d_{24}4l_{24} & -2d_{34}l_{34} & K_4 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} K_1 & -4d_{21}l_{12} & 0 & 0 \\ -4d_{12}l_{12} & K_2 & 0 & -4d_{42}l_{24} \\ 0 & 0 & K_3 & -d_{43}l_{34} \\ 0 & 4d_{24}4l_{24} & -2d_{34}l_{34} & K_4 \end{vmatrix}},$$

Решение относительно остальных потоков энергии элементов имеет аналогичную структуру и справедливо для нижеперечисленных станков. Скорости колебаний и уровни шума определяются согласно выражениям (10) и (1), соответственно.

3. Вывод зависимостей скоростей колебаний несущей системы станка $C_{в8}$

Компоновка несущей системы станка $C_{в8}$ включает следующие основные элементы, которые необходимо учесть при расчете вибраций: станина, стойки со шпиндельными бабками, вертикальные стойки с заготовками. Система уравнений получена в следующем виде:

$$\begin{aligned} (\delta_1 S_1 + 2d_{12}l_{12} + 2d_{13}l_{13})q_1 &= 2d_{21}l_{12}q_2 + 2d_{31}l_{13}q_3, \\ (\delta_2 S_2 + 4d_{21}l_{12})q_2 &= 2d_{12}l_{12}q_1 + K_{ш.п.}m_\delta V_\delta \frac{dV_\delta}{dt}, \\ (\delta_3 S_3 + 2d_{31}l_{13})q_3 &= 2d_{13}l_{13}q_1 + m_3 V_3 \frac{dV_3}{dt}. \end{aligned} \quad (12)$$

Проведя аналогичные преобразования, получены следующие выражения:

$$\begin{vmatrix} K_1 & -2d_{21}l_{12} & -2d_{31}l_{13} \\ -2d_{21}l_{12} & K_2 & 0 \\ -2d_{31}l_{13} & 0 & K_3 \end{vmatrix} \times \begin{vmatrix} q_1 \\ q_2 \\ q_3 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 0 \\ K_{ш.п.}m_\delta V_\delta \frac{dV_\delta}{dt} \\ m_{заг} V_3 \frac{dV_{заг}}{dt} \end{vmatrix},$$

где $K_1 = \delta_1 S_1 + d_{12}4l_{12} + 2d_{13}l_{13}$;

$K_2 = \delta_2 S_2 + 4d_{21}l_{12}$;

$K_3 = \delta_3 S_3 + 2d_{31}l_{13}$.

$$q_1 = \frac{\begin{vmatrix} 0 & -2d_{21}l_{12} & -2d_{31}l_{13} \\ K_{ш.п.}m_\delta V_\delta \frac{dV_\delta}{dt} & K_2 & 0 \\ m_{заг} V_3 \frac{dV_{заг}}{dt} & 0 & K_3 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} K_1 & -2d_{21}l_{12} & -2d_{31}l_{13} \\ -2d_{21}l_{12} & K_2 & 0 \\ -2d_{31}l_{13} & 0 & K_3 \end{vmatrix}}.$$

4. Вывод зависимостей скоростей колебаний несущей системы станка СВПГ

Компоновка горизонтально – вертикального сверлильного станка включает следующие основные элементы, которые необходимо учесть при расчете виброакустических характеристик: вертикальные стойки, верхняя траверса, стол, щит, опоры щита. В данном случае опоры щита представляют собой стержни, а все остальные элементы – пластины. Для данного станка система уравнений энергетического баланса получена в следующем виде:

$$\begin{aligned} (\delta_1 S_1 + 2d_{12}l_{12} + 2d_{31}l_{13})q_1 &= 2d_{21}l_{12}q_2 + 2d_{31}l_{13}q_3, \\ (\delta_2 S_2 + 2d_{21}l_{12})q_2 &= 2d_{12}l_{12}q_1 + K_{в.с.}m_{в.с.}V_c \frac{dV_{в.с.}}{dt}, \\ (\delta_3 S_3 + 2d_{31}l_{13} + K_0 L_0 d_{35})q_3 &= 2d_{13}l_{13}q_1 + K_0 d_{53}l_0 q_5 + K_r m_r V_2 \frac{dV_r}{dt}, \\ (\delta_4 S_4 + K_0 l_0 d_{35})q_4 &= K_0 d_{54}l_0 q_5 + m_{заг} V_3 \frac{dV_{заг}}{dt}, \\ [\delta_5 S_3 + K_0 l_0 (d_{53} + d_{54})]q_4 &= K_0 l_0 q_4 + K_0 l_0 q_3. \end{aligned} \quad (13)$$

где K_0 – количество опор щита; l_0 – длина линии контакта опоры со щитом и столом, м; $K_{в.с.}, K_{г.}$ – количество одновременно работающих вертикальных и горизонтальных шпинделей; $m_{в.с.}, m_{г.}$ – массы узлов резания вертикальных и горизонтальных, кг; $\frac{dV_{в.с.}}{dt}$ и $\frac{dV_{г.}}{dt}$ – скорости элементов корпусов узлов резания, монтируемых на соответствующих элементах несущей системы, м/с².

Система уравнений в матричной форме и решения относительно q_i определяются аналогичным образом:

$$\begin{pmatrix} K_1 & 2d_{12}l_{12} & 2d_{13}l_{14} & 0 & 0 \\ -2d_{12}l_{12} & K_2 & 0 & 0 & 0 \\ -2d_{13}l_{13} & 0 & K_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & K_4 & -K_0d_{54}l_0 \\ 0 & 0 & -K_0l_0 & -K_0l_0 & K_5 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} q_1 \\ q_2 \\ q_3 \\ q_4 \\ q_5 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ K_{в.с.}m_{в.с.}V_c \frac{dV_{в.с.}}{dt} \\ K_{г.}m_{г.}V_2 \frac{dV_{г.}}{dt} \\ m_{заг}V_3 \frac{dV_{заг}}{dt} \\ 0 \end{pmatrix},$$

где $K_1 = \delta_1 S_1 + 2d_{12}l_{12} + 2d_{31}l_{13}$;
 $K_2 = \delta_2 S_2 + 2d_{21}l_{12}$;
 $K_3 = \delta_3 S_3 + 2d_{31}l_{13} + K_0l_0d_{35}$;
 $K_4 = \delta_4 S_4 + K_0l_0d_{45}$;
 $K_5 = \delta_5 S_5 + K_0l_0(d_{53} + d_{54})$.

$$q_1 = \begin{pmatrix} 0 & 2d_{12}l_{12} & 2d_{13}l_{14} & 0 & 0 \\ K_{в.с.}m_{в.с.}V_c \frac{dV_{в.с.}}{dt} & K_2 & 0 & 0 & 0 \\ K_{г.}m_{г.}V_2 \frac{dV_{г.}}{dt} & 0 & K_3 & 0 & 0 \\ m_{заг}V_3 \frac{dV_{заг}}{dt} & 0 & 0 & K_4 & -K_0d_{54}l_0 \\ 0 & 0 & -K_0l_0 & -K_0l_0 & K_5 \end{pmatrix}^{-1} \begin{pmatrix} K_1 & 2d_{12}l_{12} & 2d_{13}l_{14} & 0 & 0 \\ -2d_{12}l_{12} & K_2 & 0 & 0 & 0 \\ -2d_{13}l_{13} & 0 & K_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & K_4 & -K_0d_{54}l_0 \\ 0 & 0 & -K_0l_0 & -K_0l_0 & K_5 \end{pmatrix},$$

Заключение

Полученные зависимости позволяют на стадии проектирования определить скорость колебаний уровней вибрации и излучения ими шума соответствующих элементов и уровни звукового давления (1). Данные зависимости учитывают все геометрические и физико-механические характеристики элементов несущей системы станков. Это позволяет провести сравнение с расчетными октавными уровнями звукового давления, сопоставить их с предельно-допустимыми значениями и выявить величины превышений в соответствующих частотных диапазонах. Именно эти данные позволяют выбрать инженерные решения по достижению санитарных норм шума на этапе проектирования подобного оборудования.

Список литературы

1. Месхи Б.Ч. Улучшение условий труда операторов металлорежущих и деревообрабатывающих станков за счет снижения шума в рабочей зоне (теория и практика). – Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2003. – 131 с.

2. Чукарин А.Н. Теория и методы акустических расчетов и проектирования технологических машин для механической обработки // Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2004. 152 с.
3. Чукарин А.Н., Феденко А.А. О расчете корпусного шума шпиндельных бабок станков токарной группы // Надежность и эффективность станочных и инструментальных систем. – Ростов н/Д, 1993. – с. 74-78.
4. Безопасность жизнедеятельности: учеб. пособие / И.Г. Переверзев, Т.А. Финоченко, И.А. Яицков [и др.]; ФГБОУ ВО РГУПС. –2-е изд., перераб. и доп. – Ростов н/Д, 2019. – 308 с.
5. Русяков Д.В., Чукарина Н.А., Шамшура С.А. Регрессионные зависимости коэффициентов потерь колебательной энергии многослойных материалов из древесины // Известия Тульского Государственного университета. Технические науки. Тула, изд-во ТулГУ, 2020, Вып 3, С. 65-71.
6. Русяков Д.В. Особенности виброакустической динамики шпиндельных бабок гаммы многшпиндельных и фрезерно-пазовальных деревообрабатывающих станков / Д.В. Мотренко, Д.В. Русяков, А.Н. Чукарин // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2020. № 7. С. 91-98.
7. Русяков Д.В. Влияние факторов производственной среды на операторов деревообрабатывающих станков / Мотренко Д.В., Чукарина Н.А., Русяков Д.В. // Научно-технический журнал: Труды РГУПС. – Ростов н/Д: 2020, № 2 (51). С.106-109
8. Иванов Н.И., Никофоров А.С. Основы виброакустики. –СПб.: Политехника, 2000.-482с.
9. Saw Frame in a Metal-Cutting Band Saw with Increased Rigidity and Vibrational Stability / А.Е. Литвинов, В.В. Новиков, А.Н. Чукарин // Russian Engineering Research, 2018, Vol. 38, No. 3, pp. 218-219.
10. Noise Reduction for Multiblade Rip Saws / А.Н. Чукарин, А.Е. Литвинов, В.В. Новиков // Russian Engineering Research, 2017, Vol. 37, No 9, pp. 807-808.

References

1. Meskhi B.Ch. Improving working conditions for operators of metal-cutting and woodworking machines by reducing noise in the working area (theory and practice). - Rostov n / a: Publishing Center DSTU, 2003. - 131 p.
2. Chukarin A.N. Theory and methods of acoustic calculations and design of technological machines for mechanical processing // Rostov n / a: Publishing center of DSTU, 2004. 152 p.
3. Chukarin A.N., Fedenko A.A. On the calculation of the structure-borne noise of spindle headstock of lathe group machines // Reliability and efficiency of machine and tool systems. - Rostov n / a, 1993. – p. 74-78.
4. Life safety: textbook. allowance / I.G. Pereverzev, T.A. Finchenko, I.A. Yaitskov [and others]; FSBEI VO RSTU. –2nd ed., Rev. and add. - Rostov n / a, 2019. – 308 p.
5. Ruslyakov D.V., Chukarina N.A., Shamshura S.A. Regression dependences of the coefficients of losses of vibrational energy of multilayer materials from wood // Bulletin of the Tula State University. Technical science. Tula, publishing house of TulSU, 2020, Issue 3, pp. 65-71.
6. Ruslyakov D.V. Features of vibroacoustic dynamics of spindle headstock of a range of multi-spindle and milling and grooving woodworking machines / D.V. Motrenko, D.V. Ruslyakov, A.N. Chukarin // Bulletin of the Tula State University. Technical science. 2020. No. 7. S. 91-98.

7. Ruslyakov D.V. The influence of factors of the production environment on the operators of woodworking machines / Motrenko D.V., Chukarina N.A., Ruslyakov D.V. // Scientific and technical journal: Proceedings of the RGUPS. - Rostov n / a: 2020, No. 2 (51). S.106-109

8. Ivanov N.I., Nikoforov A.S. Basics of vibroacoustics. –SPb .: Polytechnic, 2000.-482s.

9. Saw Frame in a Metal-Cutting Band Saw with Increased Rigidity and Vibrational Stability / A.E. Litvinov, V.V. Novikov, A.N. Chukarin // Russian Engineering Research, 2018, Vol. 38, No. 3, pp. 218-219.

10. Noise Reduction for Multiblade Rip Saws / A.N. Chukarin, A.E. Litvinov, V.V. Novikov // Russian Engineering Research, 2017, Vol. 37, no.9, pp. 807-808.



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

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

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

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

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

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

Кафедра "Экология и производственная безопасность"

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

Кафедра подготавливает специалистов по направлениям:

Бакалавр - Безопасность технологических процессов и производств

Магистр - Инженерная защита окружающей среды

Диссертационный совет Д 212.010.01

01.04.06 - Акустика

05.26.01 - Охрана труда (в машиностроении)

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

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



Общество с ограниченной ответственностью "Институт акустических конструкций"

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

Организационная структура предприятия:

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

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

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

Александр Шашурин
Генеральный директор

Сетевой Научный Журнал "Noise Theory and Practice"

ООО "ИАК"

при БГТУ "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова



Главная цель

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

Основные задачи

Основными задачами Журнала являются:

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

Научное цитирование Журнала

Журнал является общедоступным для чтения неограниченным числом пользователей.

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

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

ООО"ИАК"
г. Санкт-Петербург
2021