

ISSN 2412-8627

Vol. 1 No. 2

Noise

Theory and Practice

Scientific Journal



II
2015

Acoustic Design Institute

Noise Theory and Practice

1

Научный журнал

Том 1 №2

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

Главный редактор

Иванов Н.И. д.т.н., проф.
г. Санкт-Петербург, РФ

Заместитель главного редактора

Курцев Г.М. к.т.н., проф.
г. Санкт-Петербург, РФ

Редакционная коллегия

Дроздова Л.Ф. к.т.н., проф.
г. Санкт-Петербург, РФ

Заплетников И.Н. д.т.н., проф.
г. Донецк, Украина

Цукерников И.Е. д.т.н., проф.
г. Москва, РФ

Sergio Luzzi проф.
г. Флоренция, Италия

Тупов В.Б. д.т.н., проф.
г. Москва, РФ

Васильев А.В. д.т.н., проф.
г. Самара, РФ

Тюрин А.П. д.т.н., проф.
г. Ижевск, РФ

Тюрина Н.В. д.т.н.
г. Санкт-Петербург, РФ

Шашурин А.Е. к.т.н., доц.
г. Санкт-Петербург, РФ

Фактический адрес редакции

Россия, г. Санкт-Петербург,
ул. 1-ая Красноармейская, д. 3/5
+7 (812) 495-77-97

www.noisetp.com

e-mail: noise.science@gmail.com

Ответственный секретарь

Бойко Ю.С.

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

Свидетельство

ЭЛ № ФС 77-61637

Содержание

- | | |
|---|---------|
| Заплетников И.Н., Пильненко А.К.
Процессы излучения звука при резании пищевых продуктов
стр. 2-9 | РУС |
| Georgiev, V.B., Ranavaya, R.L., Krylov, V.V.
Finite Element and Experimental Modelling of Structure-borne Vehicle Interior Noise
стр. 10-26 | ENG |
| Васильев А.В.
Шум как фактор экологического риска в условиях урбанизированных территорий
стр. 27-40 | РУС |
| Куклин Д.А., Матвеев П.В.
Расчёт внешнего шум поездов
стр. 41-51 | РУС |
| Кривцов С.И., Рамазанов Т.А., Кочанова Е.Ю.
Расчет достаточности звукоизоляции переходной железобетонной плиты строящегося высотного здания "IDEL' Tower" в г. Уфе
стр. 52-56 | РУС |
| Гришина С.Ю., Иванов Н.И., Курцев Г.М.
Обоснование выбора статистической теории для расчета ожидаемой шумности транспортных машин
стр. 57-61 | РУС |
| Татаркина А.А.
Оценка уровня шума на рабочем месте. Расчет средств защиты от шума
стр. 62-71 | РУС |
| Лубянченко А.А.
Приближенные физико-математические модели газодинамических и аэродинамических процессов в глушителях шума выпуска ДВС
стр. 72-83 | РУС |
| Бойко Ю.С., Шашурин А.Е., Joan Cardona Marc Albaladejo
Исследование процессов шумообразования при движении высокоскоростных поездов
стр. 84-89 | РУС ENG |

Процессы излучения звука при резании пищевых продуктов

Заплетников И.Н.¹, Пильненко А.К.^{2*}

¹ Зав. каф. оборудования пищевых производств, Донецкий национальный университет экономики и торговли имени Михаила Туган-Барановского, Украина, г. Донецк, ул. Дубравная, д. 54

² Доц. каф. оборудования пищевых производств, Донецкий национальный университет экономики и торговли имени Михаила Туган-Барановского, Украина, г. Донецк, ул. Н. Островского, д.49, кв. 19

Аннотация

Представлены результаты экспериментального исследования излучения звука при резании наиболее распространенных овощей и яблок в октавных полосах частот и по уровню звука. Установлено влияние толщины режущего ножа и модуля упругости продукта на акустические параметры процесса, а также получена его многофакторная модель.

Ключевые слова: уровень звукового давления, резание, овощи, многофакторная модель.

The emission of sound at cutting food

Zapletnikov I.N.¹, Pilnenko A.K.¹.

¹ Professor, Donetsk National University of Economics and Trade named after Mikhail Tugan-Baranovsky, Donetsk, Ukraine

² Assistant professor, Donetsk National University of Economics and Trade named after Mikhail Tugan-Baranovsky, Donetsk, Ukraine

Abstract

The results of experimental studies of radiation of sound waves when cutting most common vegetables and apples in octave bands and the level of sound. The influence of the thickness of the cutting blade and the elastic modulus of the product on the acoustic parameters of the process and get it multifactor model.

Key words: *sound pressure level, cutting vegetables, multi-factor model*

Введение

Изучению процессов резания пищевых продуктов посвящено большое количество работ, опубликованных в странах СНГ и за рубежом, среди которых наиболее значительными являются [1; 2; 3; 4; 5; 6; 7]. В работах по резанию пищевых продуктов рассматриваются вопросы кинематики и динамики взаимодействия рабочих органов разнообразной конструкции с продуктом, влияния свойств продуктов, трения и износа рабочих органов, энергетические вопросы и др. Однако вопросы излучения акустической энергии в виде звуковых волн остаются без внимания. В процессе резания пищевых продуктов, даже в бытовых условиях, наблюдается характерный шум, связанный с этим излучением. Что касается режущего оборудования пищевых производств, то величина акустического излучения окажется более значительной. С точки зрения снижения уровня шума, излучаемого режущим оборудованием в производственных цехах пищевых производств, общественного питания это явление заслуживает основательного исследования как с технической, так и с экологической стороны.

* E-mail: oblادن@kaf.donnuet.dn.ua (Заплетников И.Н.), pilnenko_a@mail.ru (Пильненко А.К.)

Как показали наши исследования шумовых характеристик ряда режущего оборудования пищевых производств – овощерезок, протирачных машин, мясорубок, картофелечисток и др. [8; 9; 10] уровни излучаемого ими звука составляют от 70 до 89 дБА при работе с продуктом и на 10-12 дБА меньше при работе без продукта. Превышение санитарных норм по шуму достигается при работе машин с продуктом.

Целью данной работы является количественная оценка влияния технологических факторов на излучение звука при резании пищевых продуктов. За критерий количественной оценки принимается уровни звукового давления, возникающие при резании пищевых продуктов.

1. Методические предпосылки

Предварительные исследования показали, что уровни звукового давления в этих исследованиях меняются в пределах 30-40 дБА. Для получения корректных результатов необходимо соблюдать соответствующие акустические условия измерения [12].

Измерения проводились в реверберационной камере объемом 71 м³ в соответствии со стандартом ИСО 3743-1-94; 3743-2-94. Расхождение между внешним шумом и источником звука составило более 10 дБ (дБА) как в октавных полосах частот, так и по скорректированному по А уровню звука. Измерения уровней звукового давления (УЗД) проводилось аттестованным шумомером «Ассистент» (Россия) в октавных полосах частот и уровню звука. Микрофон устанавливался на технологическом столе, измерительное расстояние 1 м. Продукт закреплялся на штативе. Резание продукта осуществлялось вручную лезвиями различной толщины: $0,1 \times 10^{-3}$ м; $0,2 \times 10^{-3}$ м; $0,4 \times 10^{-3}$ м; $1,6 \times 10^{-3}$ м. Использовались сырые овощные продукты: капуста, картофель, свекла, лук и морковь, а также яблоко. Механические свойства исследуемых продуктов приведены в таблице 1 [13; 14].

Таблица 1 – Механические свойства исследуемых продуктов

№	Продукт	Модуль упругости продукта, МПа	Удельное сопротивление резания с учетом сил трения о грани ножа, Н/м ($\alpha=15^\circ$)	
			вареный	сырой
1	Капуста	4,0	-	1900-2300
2	Картофель	3,8	100-110	800-880
3	Свекла	5,8	240-280	1300-1500
4	Лук	1,8	170-180	850-960
5	Морковь	6,5	200-250	1250-1450
6	Яблоко	0,1×2,2	-	30-37

2. Результаты экспериментальных исследований

Результаты экспериментальных исследований изменения уровней звукового давления при резании пищевых продуктов в октавных полосах частот и по уровню звука представлены ниже.

Графическая интерпретация результатов проведенных экспериментов представлена на рисунках 1-6.

Исходя из полученных результатов можно сделать следующие заключения:

1. При резании пищевых продуктов происходит излучение звука с изменением звукового давления в диапазоне от 15 до 45 дБ в октавных полосах частот и от 23 до 37 дБА по уровню звука.

2. Наибольшая величина УЗД приходится на низкие частоты 63 и 125 Гц. На средних частотах 500 и 1000 Гц наблюдается снижение УЗД, а затем снова увеличение на высоких частотах не зависимо от вида продукта и толщины лезвия.
3. При резании продуктов с более низким модулем упругости (капуста, лук, яблоко) излучается меньше УЗД для ножей меньшей толщины на средних частотах. На излучение звука при резании продуктов с большим модулем упругости (свекла, морковь, картофель) влияние тонких лезвий сказывается в меньшей степени.
4. Наиболее существенное снижение УЗД наблюдается при резании наиболее тонким ножом $0,1 \times 10^{-3}$ м продуктов с меньшим модулем упругости (лук, капуста) (Рис. 1) и картофель на высоких частотах (Рис.2).

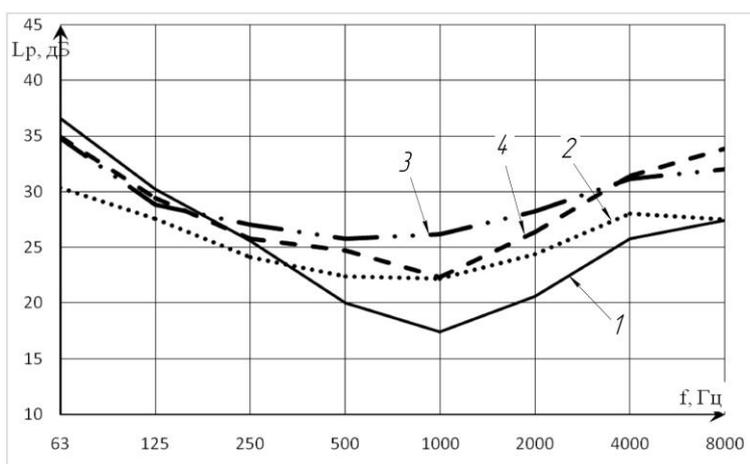


Рис. 1. Уровень звукового давления при резании пищевого продукта – капусты, лезвием толщиной $t, \text{мм}$: 1 – $t=0,1$; 2 – $t=0,2$; 3 – $t=0,4$; 4 – $t=1,6$

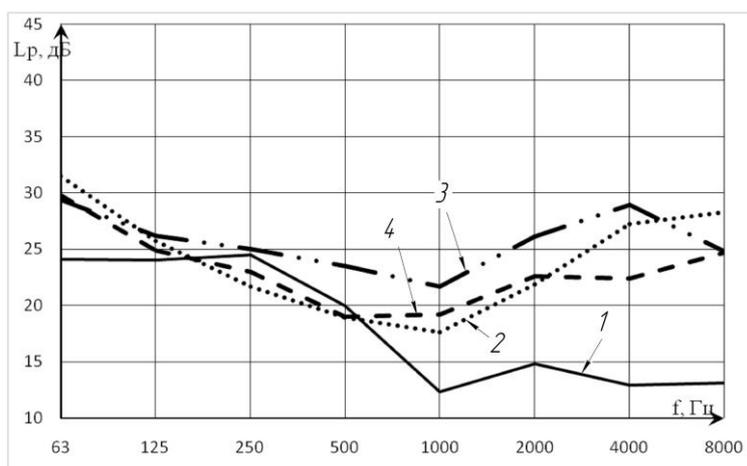


Рис. 2. Уровень звукового давления при резании пищевого продукта – картофеля, лезвием толщиной $t, \text{мм}$: 1 – $t=0,1$; 2 – $t=0,2$; 3 – $t=0,4$; 4 – $t=1,6$

5. На высоких частотах 2000-8000 Гц УЗД для продуктов с высоким модулем упругости (свекла, морковь, картофель) графики ШХ (Рис. 3 и 5) носят идентичный характер в пределах точности измерений. Они имеют линейную зависимость от частоты. Можно полагать, что излучение звука от взаимодействия ножа с этими продуктами на высоких частотах стабильно.

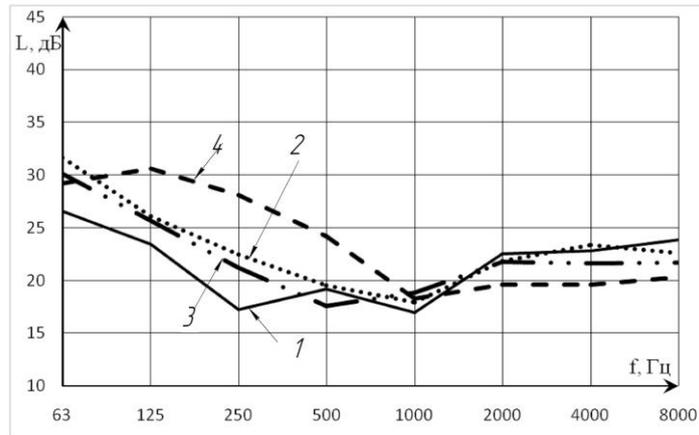


Рис. 3. Уровень звукового давления при резании пищевого продукта – свеклы, лезвием толщиной t , мм: 1 – $t=0,1$ мм; 2 – $t=0,2$ мм; 3 – $t=0,4$ мм; 4 – $t=1,6$ мм

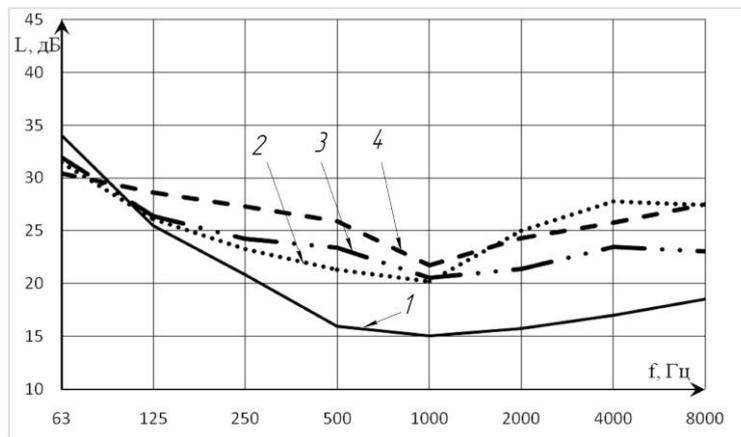


Рис. 4. Уровень звукового давления при резании пищевого продукта – лука, лезвием толщиной t , мм: 1 – $t=0,1$ мм; 2 – $t=0,2$ мм; 3 – $t=0,4$ мм; 4 – $t=1,6$ мм

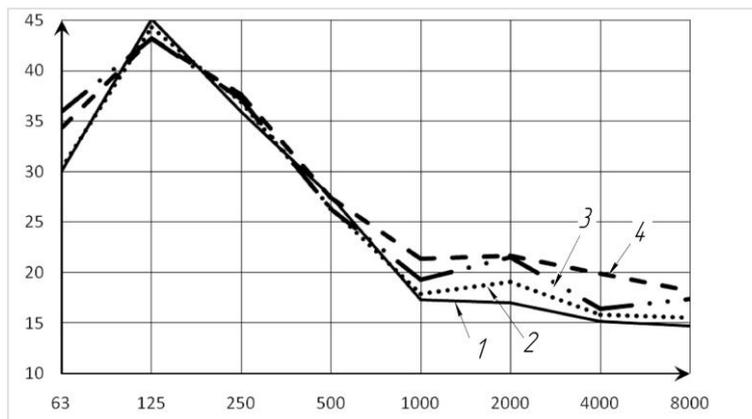


Рис. 5. Уровень звукового давления при резании пищевого продукта – моркови, лезвием толщиной t , мм: 1 – $t=0,1$ мм; 2 – $t=0,2$ мм; 3 – $t=0,4$ мм; 4 – $t=1,6$ мм

6. Несколько отдельно следует остановиться на излучении звука при резании продуктов с низким модулем упругости (Рис.6). Характер ШХ напоминает ШХ при резании продуктов со средним модулем упругости (капуста, лук), но влияние наибольшей толщины лезвия $1,6 \times 10^{-3}$ имеет место быть при резании

тонкими лезвиями $0,1-0,4 \times 10^{-3}$ м, ШХ практически совпадают, но при резании толстым лезвием $1,6 \times 10^{-3}$ м происходит возрастание УЗД на 5-17 дБ в диапазоне 1000-4000 Гц.

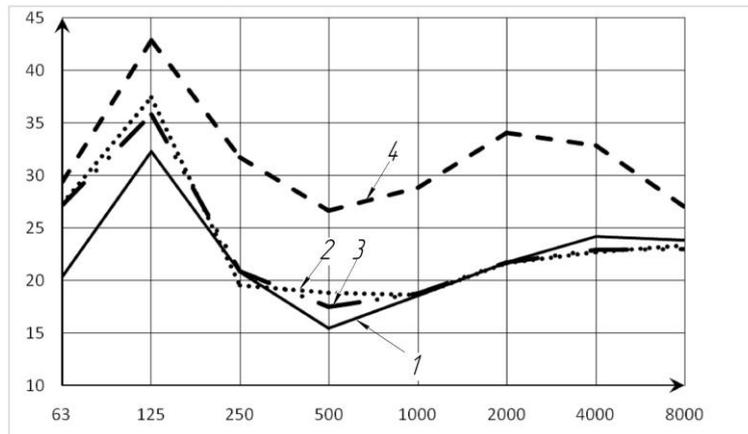


Рис. 6. Уровень звукового давления при резании пищевого продукта – яблоко, лезвием толщиной $t, \text{мм}$: 1 – $t=0,1$ мм; 2 – $t=0,2$ мм; 3 – $t=0,4$ мм; 4 – $t=1,6$ мм

7. При измерениях по уровню звука (Рис. 7) наблюдается возрастание УЗД при резании моркови, лука и яблока с увеличением толщины ножа на 2-7 дБА, для капусты – УЗД не изменяется, а для свеклы и картофеля даже снижается на 3 дБА. Можно предположить, что измерения по уровню звука дают неоднозначный результат. Данные следует перепроверить.

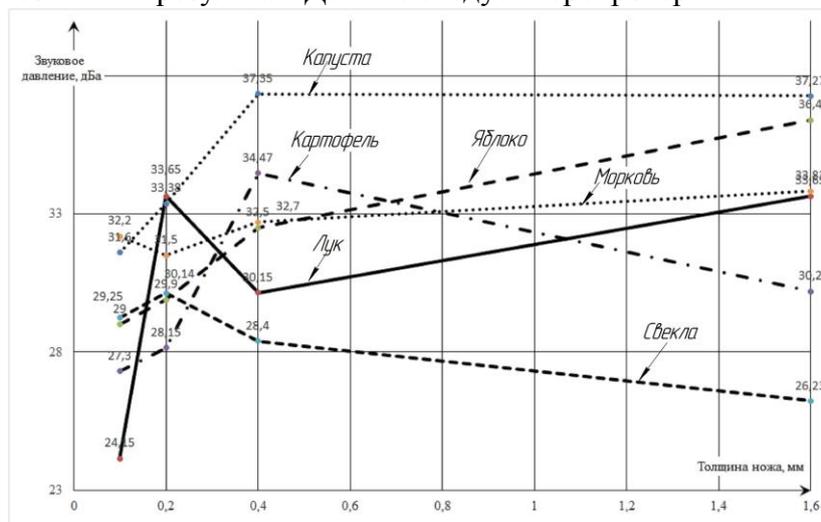


Рис. 7. Изменение уровня звука при резании пищевых продуктов ножами различной толщины

3. Многофакторный эксперимент

С целью получения количественной информации о влиянии переменных факторов толщины ножа (x_1) и модуля упругости продукта (x_2) на излучение звука использован метод Бокса-Уилсона [13]. В качестве целевой функции y применен уровень звука, излучаемый при резании продукта с наибольшим модулем упругости – моркови. Матрица планирования 2^2 . Уровни и интервалы варьирования приведены в таблице 2. Матрица планирования эксперимента представлена в таблице 3.

Таблица 2 – Уровни и интервалы варьирования факторов в процессе резания

Уровни		Факторы	
		Толщина режущего инструмента, $X_1 \cdot 10^{-3}$, м	Модуль упругости продукта, X_2 , МПа
Основной	0	0,75	5,15
Интервал варьирования	Δi	0,85	1,35
Верхний	+1	1,6	6,5
Нижний	-1	0,1	3,8

Таблица 3 - Матрица планирования эксперимента 2^2

№	Факторы				Функция отклика уровня звука, дБА				
	x_0	x_1	x_2	x_{12}	y_1	y_2	y_3	y_4	y_{cp}
1	+	-	-	+	25,9	27,7	26,8	32,2	28,15
2	+	+	-	-	30,6	36,5	36,1	34,7	34,4
3	+	-	+	-	32,2	32,8	33	33	32,6
4	+	+	+	+	34,5	33,5	33,5	33,7	33,8

После проверки коэффициентов регрессии и адекватности получена многофакторная модель уровня звука в кодированных значениях факторов:

$$y(x_1, x_2) = 32,24 + 1,986 \cdot x_1 + 0,96 \cdot x_2 - 1,26 \cdot x_1 \cdot x_2 \quad (1)$$

Для получения уравнения (1) в натуральных переменных использованы зависимости

$$x_1 = \frac{h - h_{осн}}{\Delta h} = \frac{h - 0,85}{0,75}; \quad x_2 = \frac{E - E_{осн}}{\Delta E} = \frac{E - 5,15}{1,35}; \quad (2)$$

Уравнение в натуральных переменных имеет вид

$$y(h, E) = 20,88 + 9,1 \cdot h + 1,77 \cdot E - 1,24 \cdot h \cdot E, \text{ дБА} \quad (3)$$

В качестве примера, если подставить в полученное уравнение по верхнему (максимальному) уровню $h=1,6$ мм; $E=6,5$ МПа, тогда $y=33,93$ дБА, а если подставить в полученное уравнение по нижнему (минимальному) уровню $0,1$ мм; $E=3,8$ МПа, тогда $y = 28,03$ дБ.

График и уравнения регрессии для верхнего уровня приведены на рисунке 8.

$$y(x_1, x_2) = 32,24 + 1,986 \cdot x_1 + 0,96 \cdot x_2 - 1,26 \cdot x_1 \cdot x_2 \quad (4)$$

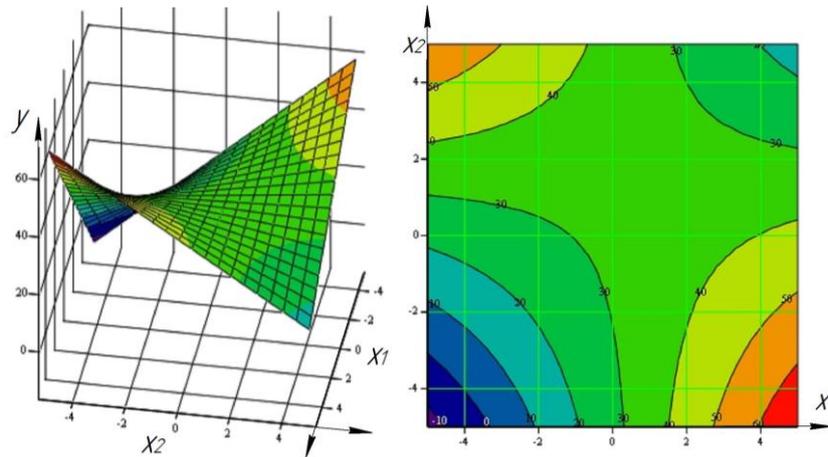


Рис.8. Графическая интерпретация уравнения (4)

Анализ многофакторной модели (1) и ее графической интерпретации показал, что при резании моркови на уровень звука наиболее существенное влияние оказывает толщина ножа и в меньшей степени модуль упругости, с возрастанием этих факторов уровень звука увеличивается в исследуемом диапазоне варьирования переменных факторов. Парное взаимодействие факторов x_1 и x_2 положительно сказывается на величину излучаемого звука. Вместе с тем, наблюдается и область минимальных значений уровня звука при резании данного продукта, если $x_1=1 \times 10^{-3}$ м и $x_2=1,7$ МПа.

Заключение

При резании пищевых продуктов происходит излучение звука с изменением звукового давления в диапазоне от 15 до 45 дБ в октавных полосах частот и от 23 до 37 дБА по уровню звука. Наибольшие уровни звукового давления, создаваемого от взаимодействия режущего инструмента с пищевым продуктом, возникают на низких частотах, на средних частотах уровни снижаются, на высоких частотах могут возрастать для продуктов с низким модулем упругости или оставаться стабильными для продуктов с высокими модулями упругости. На параметры акустического процесса при резании пищевых продуктов влияет толщина лезвия и модуль упругости продукта. Получена математическая зависимость этого влияния для продукта с наибольшим модулем упругости (сырая морковь). Наиболее значимым фактором оказалась толщина лезвия. Установлена область переменных факторов с минимальным уровнем звукового давления.

Список литературы

1. Даурский А.Н. Резание пищевых материалов / А.Н. Даурский, Ю.А. Мачихин. – М.: Пищевая промышленность, 1980. – 240 с.
2. Панфилов В.А. Теоретические основы пищевых технологий: в 2-х кн. / В.А. Панфилов. – М.: КолосС, 2009. – 800 с.
3. Мачихин Ю.А. Инженерная реология пищевых материалов / Ю.А. Мачихин, С.А. Мачихин. – М.: Легкая и пищевая пром-сть, 1981. – 216 с.
4. Гуць В.С. Определение усилия резания продуктов с разными структурно-механическими свойствами / Гуць В.С., Губеня А.А. // Научни трудове на УХТ, том 57, свиток 2. – Пловдив – 2010. – С. 411-416.

5. Остриков А.Н. Расчет и конструирование машин и аппаратов пищевых производств / А.Н. Остриков, О.В. Абрамов. – СПб.: ГИОРД, 2003.– 352 с.
6. Cutting force of fibrous materials. Dowgiallo Anrzej. J. Food Eng. 2005. 66, №1, с. 57-61.
7. Guts Viktor. Modelling of food product cutting / Viktor Guts, Oleksiy Gubenia, Stefan Stefanov // 10th International conference “Research and development in mechanical industry – 2010”, Donji Milanovac, Serbia, 10-16 september 2010. Vol. 2. – P.1100-1105.
8. Zapletnikov I.N., Gordienko A.V., Kirichenko V.A., Pilnenko A.K. Noise characteristics of universal kitchen vegetable cutter // The advanced science journal, USA, 2014, p. 19–22.
9. Заплетников И.Н. Виброакустика оборудования пищевых производств: монография / И.Н. Заплетников. – Харьков: Вид-во НТМТ, 2015, - 542 с.
10. Заплетников І.М., Кіріченко В.О., Севаторова І.С. Визначення порівняльних шумових характеристик овочерізок / Заплетников І.М., Кіріченко В.О., Севаторова І.С. // Наукові праці / Одеська нац. акад. харч. технол. – 2010. – Вип. 37. – С.303-307.
11. Заплетников И.Н. Протирка пищевого сырья: монография / И.Н. Заплетников, В.А. Парамонова. – Донецк : ДонНУЭТ. – 2012. 169 с.
12. Иванов Н.И. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: учебник/ Н.И. Иванов. – 3-е изд. Переаб. – М.: Лотос, 2013. – 432 с.
13. Заплетников И.Н., Шеина А.В., Гордиенко А.В. Экспериментальные исследования процесса резания растительных материалов. Актуальные вопросы современной науки: сборник научных трудов / Под общ. Ред. С.С.Чернова. – Новосибирск: Издательство ЦРНС, 2014. – Выпуск 33. С. 52-62.
14. Степанова Е.Г., Причко В.А. Реологические свойства яблок при различных способах их обработки/ Е.Г. Степанова. – Краснодар: Известия вузов. Пищевая технология, № 5-6, 1999г. – С. 72-73.
15. Адлер Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных решений [Текст] : монография / Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.В. Грановский. – М.: Наука, 1976. – 279 с.

Finite Element and Experimental Modelling of Structure-borne Vehicle Interior Noise

Georgiev, V.B.¹, Ranavaya, R.L.², Krylov, V.V.³

¹ Research associate, Department of Aeronautical and Automotive Engineering, Loughborough University, Loughborough, Leicestershire, LE11 3TU, UK

² Student, Department of Aeronautical and Automotive Engineering, Loughborough University, Loughborough, Leicestershire, LE11 3TU, UK

³ Professor, Department of Aeronautical and Automotive Engineering, Loughborough University, Loughborough, Leicestershire, LE11 3TU, UK

Abstract

The present paper describes the results of the combined finite element and experimental approach to studying structure-borne vehicle interior noise using a simplified reduced-scale model of a car. The numerical investigation included finite element calculations of structural and acoustic modes as well as frequency response functions for interior acoustic pressure. Experimental tests included measurements of frequency response functions at driver's and passenger's ear positions, when an electromagnetic shaker exciting structural vibrations was located at different places. The effects of engine mass and of boot load on structure-borne interior noise have been investigated as well. Some of the obtained numerical results have been compared with the experimental ones. The obtained reasonably good agreement between them indicates that structure-borne interior noise in the vehicle model under consideration can be predicted and understood rather well. This implies that the proposed combined numerical and experimental approach to studying vehicle interior noise based on using reduced-scale structural models is simple and reliable, and it can be used successfully by noise and vibration engineers for prediction and mitigation of vehicle interior noise on a design stage.

Key words: Vehicle interior noise, Structure-borne noise, Finite element modelling, Experimental modelling.

Introduction

To reduce time and efforts required for analysing and mitigating structure-borne vehicle interior noise it is preferable to undertake most of the associated work on a design stage. Therefore, virtual simulations and different predictive methods become increasingly important in studying vehicle interior noise. They form an integral part of the design and development process as mitigation of intrusive noise leads directly to the enhancement of consumers' perception of product quality [1]. In particular, the tuning of vehicles' acoustic properties to convey distinct characteristics of the brand, especially at low-frequency range, is often considered as an additional motivation for analysing interior noise on this stage [2].

The analysis of structure-borne interior noise can be carried out using different approaches. For a limited number of structures with simple geometry, one can use analytical solutions to structural-acoustic problems [3-5]. This provides a great opportunity for explicit physical interpretation and understanding of the cases considered. In contrast to analytical approaches, the analysis of irregular cavities, representing real car compartments, requires application of different numerical techniques. In the low frequency range, 10-250 Hz, the most common techniques are Finite Element Method (FEM) and Boundary Element Method (BEM), the upper frequency limit reported in the literature being at about 500 Hz [6]. In the high frequency range, above 500 Hz, Statistical Energy Analysis (SEA) is used widely.

From the very early stage of vehicle interior noise studies, the attention has been paid to developing of a complete strategy of interior noise reduction on a design stage. One of the first works of this kind has been carried out by Nefske *et al.* [7] who computed acoustic modes and interior noise levels using FEM, when structural vibrations were supposed to be known. At a later stage, Sung and Nefske [8] predicted vehicle interior noise and identified noise sources for a coupled system ‘vehicle structure – acoustic interior’.

Although the approaches based on detailed numerical calculations have achieved satisfactory levels of accuracy in predicting interior structural-acoustic response, they are not much helpful in understanding physical mechanisms behind the problem, which would be of great importance for predicting the behaviour of similar but slightly modified vehicle structures. Therefore, there remains the scope for developing a new combined numerical and experimental approach to studying vehicle interior noise based on using simplified reduced-scale vehicle models. Such models can be easily used for different laboratory measurements, and, due to their simplicity, they can assist in better understanding the physics of structure-borne interior noise, in particular its dependence on different parameters of vehicle structures and interior cavities.

Note that a number of simplified and reduced-scale models have been used already by a number of authors for theoretical and experimental investigations of some aspects of vehicle interior noise. For example, purely acoustic experiments have been conducted on scale replicas of vehicle interiors, with walls described by rigid boundary conditions [9, 10]. In particular, in the example described by Lee *et al.* [9], the model was a 1:2 scale replica of the passenger compartment of a saloon car, whereas Gorman *et al.* [10] simplified their vehicle models to equivalent rectangular and octagonal cavities having the same volume as the actual enclosure. Recently, the well known structural-acoustic model – a rigid rectangular box with one flexible wall - was investigated again to demonstrate a new hybrid method for simulating the so-called ‘boom noise’ and identifying the parameters that affect its generation [11]. In addition to the above, some new types of simplified and reduced-scale structural-acoustic models have been suggested for studying vehicle interior noise both theoretically and experimentally [12-16]. In particular, one of such simplified models contained a non-circular cylindrical shell as its flexible element that could be described both analytically and numerically.

The present paper describes the results of the combined finite element and experimental approach to studying structure-borne vehicle interior noise based on using simplified reduced-scale vehicle models. In the framework of this approach, a new reduced-scale vehicle model of intermediate complexity has been designed and tested both numerically and experimentally. Some of the results described in this paper have been published in the authors' earlier paper [17].

A number of finite element calculations of structure-borne vehicle interior noise have been carried out using finite element packages MSC.Nastran and MSC.Patran. Experimental tests included measurements of structural-acoustic frequency response functions at driver's and passenger's ear positions, when an electromagnetic shaker was located at different parts of the vehicle model structure, thus simulating different sources of vehicle structural vibrations. In addition to these, the effects of engine mass and of boot load on generated structure-borne interior noise have been investigated in detail. As a simple measure of interior noise reduction in the reduced-scale vehicle model under consideration, the effect of sound-absorbing seats made of foam material has been tested experimentally. The results of some of the finite element calculations have been compared with the relevant experimental measurements.

1. Reduced-scale Vehicle Model and Experimental Setup

The 1:4 reduced-scale vehicle model considered in the present paper is shown in Fig. 1. Although this model has a rather complex geometrical form, it is still simple enough to enable studying the effects of different model parameters on generated structure-borne vehicle interior noise using laboratory measurements and not time-consuming finite element calculations.

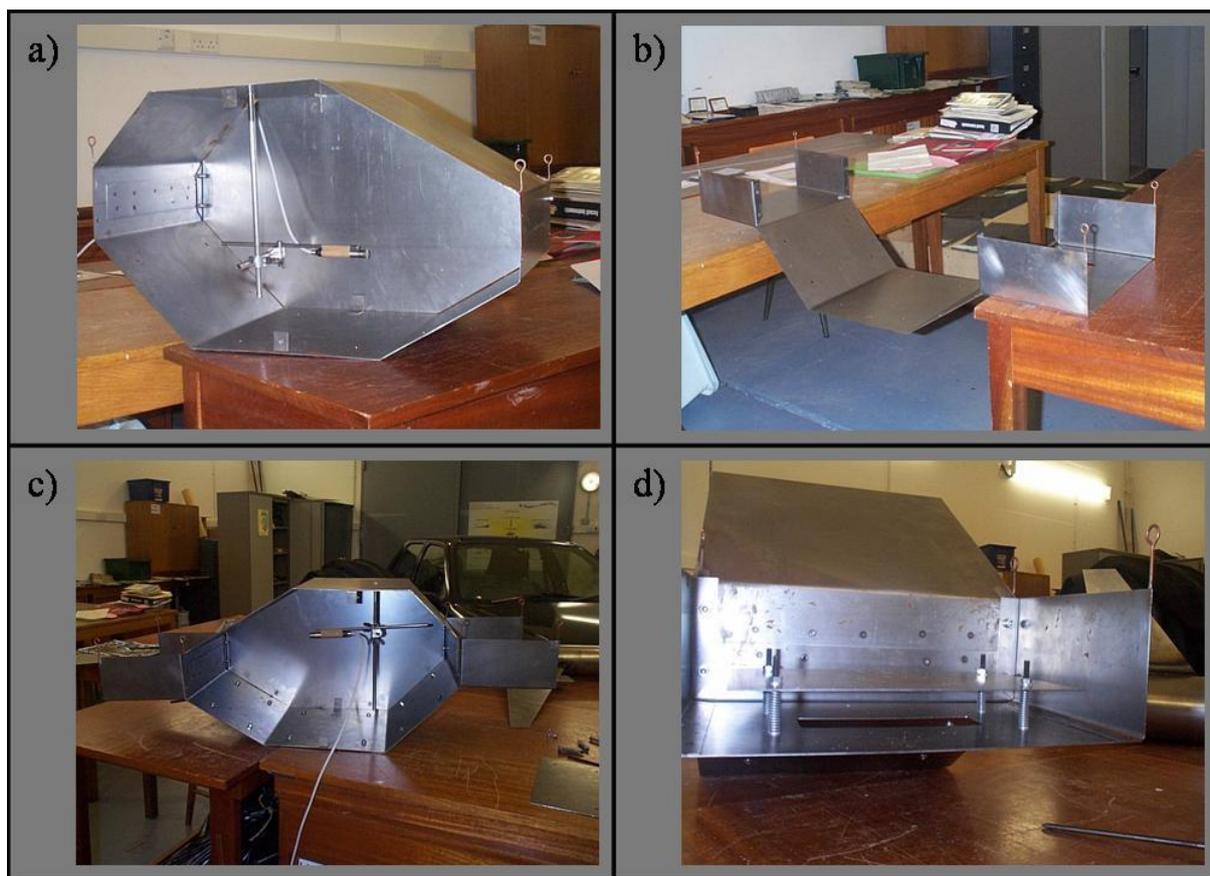


Fig. 1. Views of the reduced-scale vehicle model and of its different parts: a) the cavity section, b) the under-cavity section, c) the whole model, and d) the engine section

The model consists of two main parts: the cavity and under-cavity sections (note that the cavity section can be considered and investigated separately as an independent model of vehicle cabin). Two side walls are attached to the cavity section by means of six bolts. The under-cavity part includes boot and engine sections, the latter one being represented by a plate joined to the under-cavity part by four bolts and springs that can be considered as engine mounts. All model parts have been built of metal sheets of 1 mm thickness and spot welded where necessary. Both parts (cavity and under-cavity) can be joined together by bolts to form a more complex whole vehicle model, which is of primary interest in this investigation. Detailed pictures of the model's components can be seen in Fig. 1. Note that in the process of scaling of structural acoustic models *all* acoustic and structural dimensions must be scaled, including structural thickness [15].

In order to simulate the boundary conditions on the bottom of the model vehicle that would be similar to those for real vehicles the model was fixed by four bolts to two wooden

beams that in turn were firmly joined by clamps to a massive foundation (a laboratory table). This type of attachment of the model corresponds to the so-called “grounded” boundary conditions.

All experimental measurements of structure-borne interior noise in the above-mentioned reduced-scale vehicle model have been carried out in the Noise and Vibration Laboratory at the Department of Aeronautical and Automotive Engineering at Loughborough University. The measurement data were recorded using an HP 3566 FFT analyzer. The excitation signal, a continuous white noise, was generated by the analyzer and transmitted to a Ling Dynamic Systems 200 series electromagnetic shaker by means of an amplifier ENDEVCO Model 27218. The amplitude of the driving force from the shaker was measured using a sample mass and accelerometer, and it was evaluated as 2.8 N. For acoustic frequency response measurements, a Bruel & Kjaer Type 4133 microphone was used. Its signal was amplified by a Dual Microphone Supply Type 5935. A mechanical clamp enabling longitudinal and lateral motion inside the cavity assured the positioning of the microphone in a desired location. The Bruel & Kjaer Type 2635 charge amplifier was used to enhance the signal from a force transducer Bruel & Kjaer Type 8200. The transducer’s reference sensitivity was 3.85 pc/N, and its weight was 21 g.

2. Results of the Finite Element and Experimental Studies

2.1. Numerical Analysis of Structural-acoustic Normal Modes.

The structural-acoustic normal mode analysis has been conducted using FEM techniques for two different cases. In the first case, only the cavity model was considered, whereas in the second case the whole model, i.e. cavity plus under-cavity, was under examination. The interior cavity was the same for both models, and the acoustic numerical model for it was built using 3420 CHEXA and 44 CPENTA acoustic finite elements and in total 4147 nodes. The structural model of the cavity section was constructed using 1342 CQUAD structural finite elements and 1458 nodes. The whole structural model, including cavity and under-cavity, consists of 1662 CQUAD structural elements and 1863 nodes. The normal mode analysis was performed using modal analysis reduction for the first 300 modes only. In contrast to the model presented in [14], the present two models have higher numbers of degrees of freedom. There are about 293 natural frequencies in the range from 0 to 1.7 kHz.

The results of the numerical calculations show that structural normal modes of the first model (cavity) include local modes for individual panels and global modes that spread almost over all panels (see Fig. 2). The analysis shows that the structure of the cavity model can not be broken up into different regions in specific frequency ranges, as it was possible for the QUASICAR model [14]. The reason for that is that the constitutive panels have nearly the same modal parameters and their natural frequencies are roughly in the same frequency range. However, the side walls demonstrate a more specific vibration behaviour due to their rather loose attachment to the main structure, that presumes less restriction compared to other panels. Most of the normal modes of the side walls can thus be defined as local. Participation of the side walls’ normal modes in global structural displacement of the model can be only observed at certain frequencies.

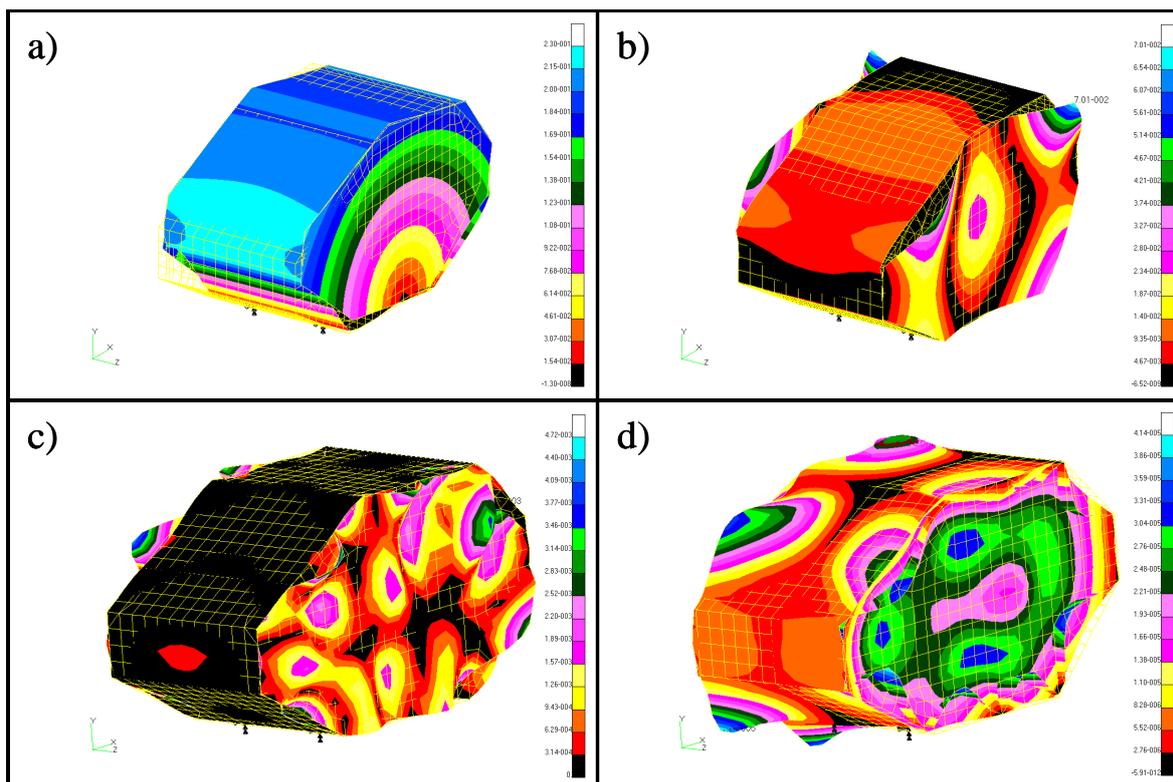


Fig. 2. Structural normal modes of the cavity model at: a) 11.525 Hz, b) 59.586 Hz, c) 325.07 Hz, and d) 560.65 Hz.

In contrast to the side walls, the main structure exhibits more complex and obscure vibration behaviour, as can be seen in Fig. 2. The constitutive panels take part in both the global and local structural motions. In the low frequency range, the global modes are predominant, whereas in the high frequency range the local modes of different panels become readily distinguishable.

An interesting feature of the current model is the effect of welded joints along edges of the main structure (in comparison with simply-supported boundary conditions that have been implemented in the earlier investigated reduced-scale model QUASICAR [14]). In particular, the presence of welded joints facilitates the appearance of global modes at very low frequencies, as it can be seen in Fig. 2(d). Note in this connection that global modes of the QUASICAR model (that contained a non-circular shell as a vibrating structure [14]) appeared only at relatively high frequencies, above 1 kHz.

The structural-acoustic normal mode analysis of the whole model, which included cavity plus under-cavity sections, shows some resemblance to the first model, but demonstrates certain specific features as well (see Fig. 3). Again, in this case the side walls are involved in many normal modes in the whole frequency region.

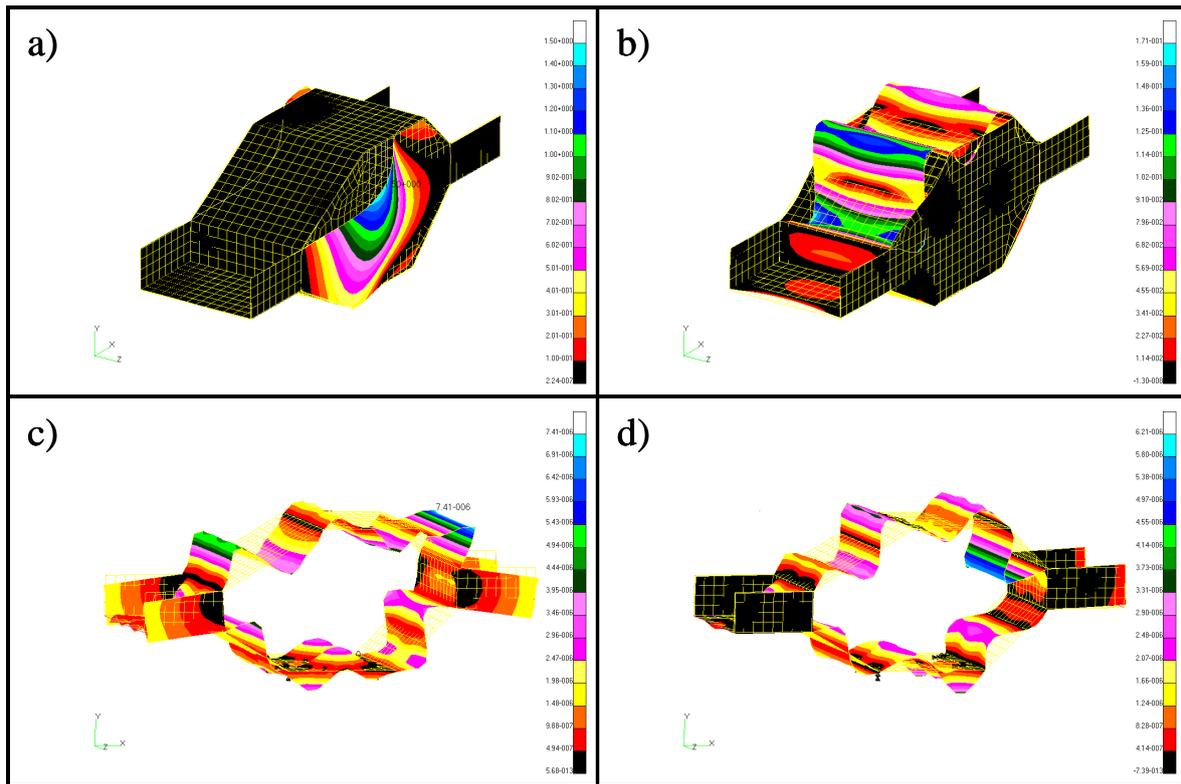


Fig. 3. Structural normal modes of the whole model at: a) 21.87 Hz, b) 136.91 Hz, c) 1399.20 Hz, and d) 1629.6 Hz ; in the last two pictures the side walls are not shown for clarity

The structural behaviour of the whole model is also affected by boot and engine sections which are firmly attached to the cavity and side walls by bolts. This is why, the first resonant peak for this model exists at a higher frequency, 21.87 Hz, whereas in the first model the fundamental frequency is 11.525 Hz (see Fig. 2(a), Fig. 3(a) and Table 1).

Table 1

First five structural and acoustic natural frequencies of the cavity model and of the whole model

Cavity model: structural frequencies, Hz	Whole model: structural frequencies, Hz	Hard-wall model: acoustic frequencies, Hz	Cavity model: acoustic frequencies, Hz	Whole model: acoustic frequencies, Hz
1	2	3	4	5
11.525	21.87	326.66 (1, 0, 0)	325.07	327.51
15.52	28.759	529.22 (0, 1, 0)	536.00	538.44
23.486	31.498	553.74 (0, 0, 1)	560.65	555.18
26.626	33.28	584.46 (2, 0, 0)	589.45	588.24
28.255	36.394	642.92 (1, 0, 1)	648.76	646.53

The boot and engine sections, particularly their vertical sides, appear to be quite loose; they are first involved in the normal mode at 42 Hz (see Fig. 3(b)) and stay active in the whole frequency range. Surface displacements of the upper three cavity panels look similar to

the case of the first model (see Fig. 2(d) and Fig. 3(e)). However, the global modes, which they are involved in, are realized at higher frequencies (Figs. 3(e) and 3(f)), as compared to the cavity model only. The reason for that could be the double thickness of the bottom cavity's panels due to the firm attachment of the under-cavity to the cavity.

The bottom panels of the cavity, in case if the whole model is considered, have different modal parameters due to the double thickness, and their surface displacements differ completely from the displacements of the first model. The local fundamental frequency of the bottom plate is 64.369 Hz for the first model and 196.98 Hz for the second model. In the low and medium frequency ranges this part of the whole model is structurally almost 'silent', and its structural activity starts at higher frequencies. This behaviour is similar to the structural dynamics of the modified QUASICAR model with increased thickness of the bottom panel [14]. In both cases the additional thickness suppresses structural activity of the treated panels in a certain frequency range, which gives a simple demonstration of this method of passive structural vibration control.

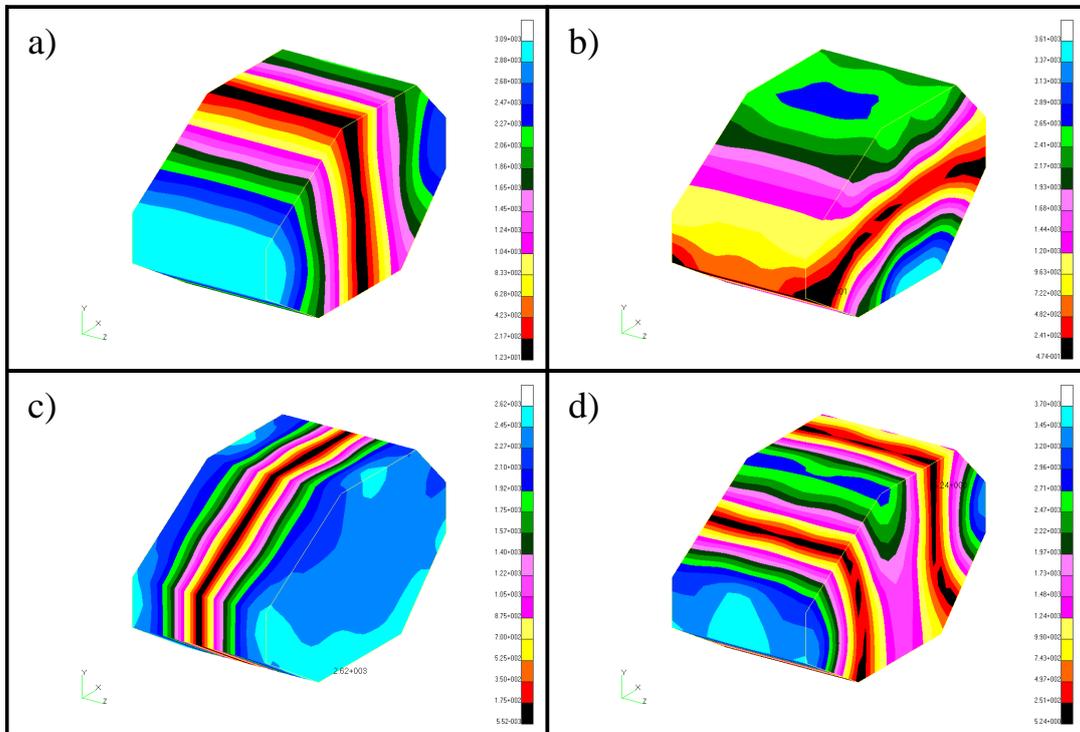


Fig. 4. First four acoustic normal modes of the cavity at: a) 327.51 Hz, b) 529.57 Hz, c) 555.18 Hz, and d) 587.01 Hz.

In Table 1, Columns 3, 4 and 5, one can see the values of the first five acoustic resonant frequencies calculated for the acoustic model with rigid walls, for the cavity model and for the whole model respectively (calculations for the two latter models took full structural-acoustic coupling into account). The first four acoustic modes can be seen in Fig. 4. Obviously, the different boundary conditions for each model affect the acoustic resonant peaks of the cavity, slightly shifting their frequencies. Observations of the sets of acoustic resonances for these three models did not show any specific patterns. The only difference is that the resonant peaks of the latter two models appear to be higher than those of the first one, as it can be seen in the Table 1. Therefore, one can not say how exactly the additional under-cavity body mass

influences the acoustic normal modes of the cavity. However, the change in the frequency sets from the case of the first model to the latter two is readily noticeable, reflecting the effect of full structural-acoustic coupling.

2.2. Experimental and Numerical Analysis of Frequency Response Functions.

The frequency response functions (FRF's) have been investigated for both models using both numerical and experimental techniques. In total 83 experimental tests and 48 numerical simulations have been carried out. The covered frequency range was between 0 and 1.6 kHz, which for full size models corresponds to the range 0 - 400 Hz. A resolution of one point per 1 Hz for both numerical and experimental tests was adopted.

For all experimental tests the models were attached firmly to tables using the wooden beams mentioned in Section 2. Because the masses of the tables were comparable to the masses of the models, their frequency responses could be affected by tables' modal parameters. This is why heavy weights were placed on the top of the tables to assure proper grounded boundary conditions. The microphone was placed inside the cavity at the required point of observation. Two points in the interior cavity were of particular interest, the driver's ear position (0, -90, 70) cm and the passenger's ear position (250, -90, 70) cm, in respect to the front upper left corner of the cavity.

2.2.1. Effect of the Shaker and Microphone Positions.

Both models have been examined in a number of structural-acoustic tests, including measurements of acoustic response at driver's and passenger's ear positions, whereas the electromagnetic shaker was located at five different positions at the bottom plate, thus simulating dynamic forces due to road roughness. Obviously, the locations of the shaker and of the microphone strongly influence the acoustic response. Since frequency responses of both the structure and the fluid can be represented as infinite sums of their normal modes, then, if the driving force coincides with a certain nodal point of some structural normal modes, the structure will not be excited properly in the corresponding frequency range. The same situation can be considered for the location of a microphone. If a microphone (receiver) is located in the vicinity of a nodal point of some acoustic normal modes, then the sound pressure response will be reduced.

In principle, the location of the driving force and of the microphone could be used for optimal reduction of perceived interior noise. However, the practical effect of such an approach is arguable. The location of the driving force or of the microphone may coincide with nodal positions for some modes, but in the same time it might be in anti-nodal positions for some other normal modes. This means that noise reduction can be achieved at a certain frequency range, but there can be an increase beyond this range.

Figure 5(a) shows the results of finite element calculations of the effects of different locations of the driving force with the amplitude of 2.8 N on the acoustic responses. In particular, one can note that in test 3 the force does not excite properly some of the first normal modes. This is why in the low frequency range the acoustic response is reduced in comparison with test 1. On the other hand, in the high frequency range the location of the driving force at the left front position excites the normal modes in this area, and the acoustic response is higher than that in test 1.

Figure 5(b) presents the acoustic responses at driver's (test 13) and passenger's (test 26) ear positions taken for the whole model, when the driving force was located at the left front position of the bottom plate.

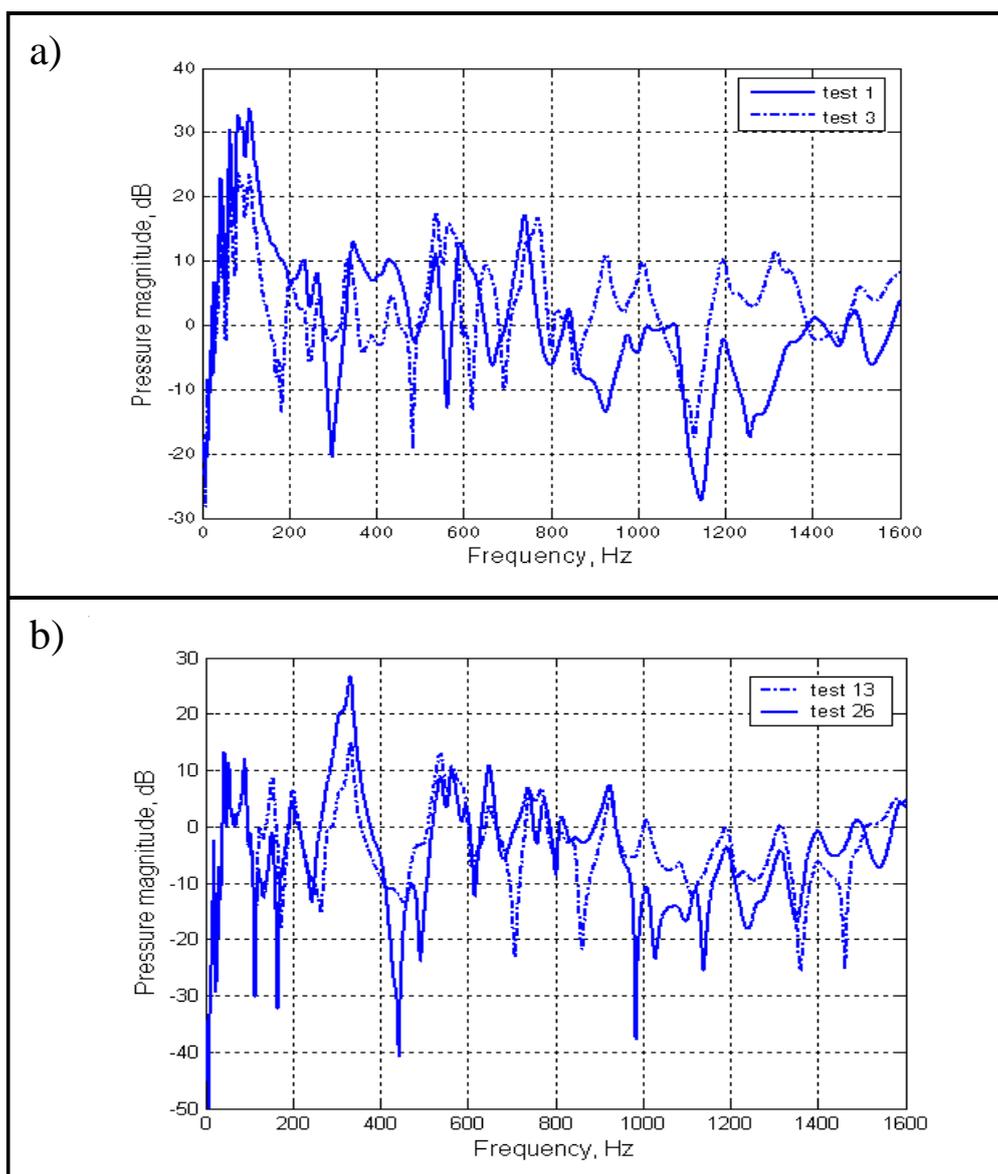


Fig. 5. Structural-acoustic pressure FRF's for different locations of a shaker (a) and a microphone (b): test 1 - central position of a shaker (solid curve), test 3 - left front position of a shaker (dash-dotted curve); test 13 - driver's ear position of a microphone (dash-dotted curve), and test 26 - passenger's ear position of a microphone (solid curve).

Similarly to the analysis above, the sound pressure readings shows some frequencies where the resonant peaks are considerably reduced, as at 320 Hz. In this case the sound perception at the driver's ear position is reduced almost by 10 dB compared to the passenger's ear positions. However, at 1000 Hz the reduction is again about 10 dB, but this time it is for a passenger's ear position.

2.2.2. Comparison of Experimental and Numerical Results.

The purpose of comparison between the experimental and finite element results in the present work was to evaluate to what extent the proposed experimental and numerical

approaches are reliable and precise. Figure 6 shows sound pressure responses for experimental and finite element simulations for the whole model.

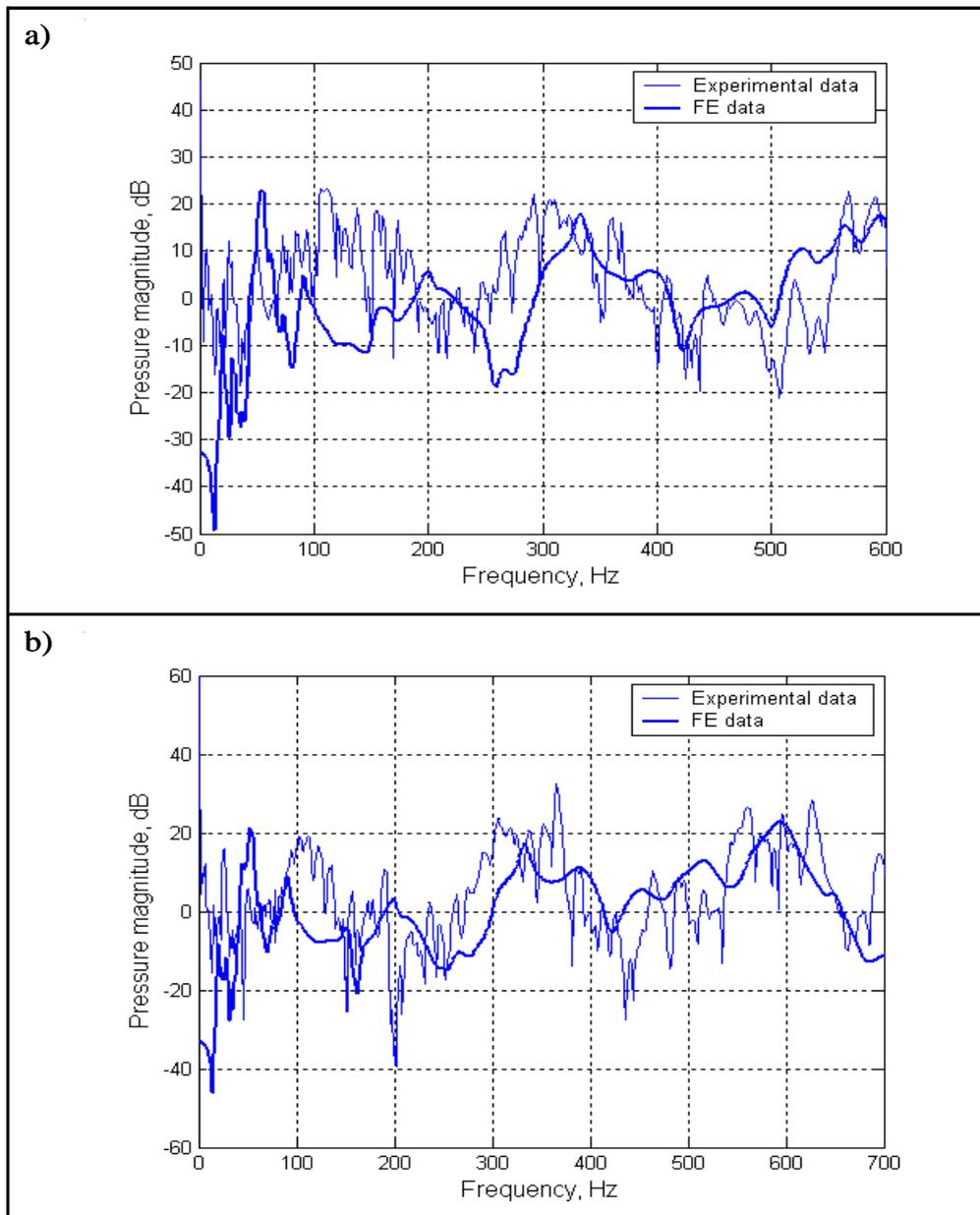


Fig. 6. Structural-acoustic pressure FRF's of the whole model obtained experimentally (single thickness curves) and by finite element calculations (double thickness curves) for a shaker placed at the front right position in the engine section (a) and at the back right position in the boot section (b).

The electromagnetic shaker with the force amplitude of 2.8 N was placed at the front right position in the engine section (Fig. 6(a)) and at the back right position in the boot section (Fig. 6(b)). Finite element mesh was consistent with the frequency limit of interest about 500 Hz; with about six finite elements per wavelength. In the FEM frequency response analysis, a resolution equal to one point per 1 Hz was used, which was the same as in the experimental testing.

One can see that there is a reasonably good overall coincidence between the experimental and FEM data. This proves that both FEM calculations and experimental measurements are reliable enough to be used either together or separately for studying structure-borne vehicle interior noise in simplified reduced-scale models under consideration. Therefore, in subsequent sections of this paper either numerical or experimental investigations will be used to analyse some specific interesting cases of generation of structure-borne vehicle interior noise.

2.2.3. *Effect of the Engine and Boot Masses.*

The effects of additional masses placed in the engine and boot sections have been examined in experimental tests 57 to 75. For all of the tests the microphone was located at driver's ear position and the electromagnetic shaker was moved to different positions from left to right in the engine and boot sections. However, no matter where the position of the shaker was, the sound pressure responses showed some common features for all tests. Since the engine mass was separated from the main model structure by elastic elements, its effect on acoustic response was barely detectable, as it can be seen in Fig. 7(a). The graphs show the pressure magnitude without the engine mass (test 66) and with the engine mass equal to 5 lb (test 67), where the shaker was placed at the middle left position of the boot plate. Obviously, the presence of elastic elements between the engine mass and the structure simulated engine mounts.

Although the resulting tests pointed out clearly that the elastic elements suppressed successfully the effects of engine mass, it must be mentioned that in the present experiment the engine was modelled only as a mass unit, but not as a source of vibration. In practice, however, the engine can experience its own vibrations, e.g. due to rotating imbalance. These can result in dynamic forces applied to the vehicle structure that could cause additional structural vibrations. Such aspects though were beyond the scope of this investigation.

Figure 7(b) shows the graphs of sound pressure response in the case of absence of additional mass in the boot section (test 66) and in the case of presence of the additional boot mass equal to 5 lb (test 68). The additional boot mass was placed freely in the boot section, without any elastic elements, thus simulating the effect of luggage placed in the boot in real practical situations. It is seen from Fig. 7(b) that the resonant peaks are slightly shifted, in comparison with Fig. 7(a), and there are some changes in their amplitudes. Particularly, in the low frequency range the maximum peak is shifted from about 90 Hz to 160 Hz, whereas in the high frequency range, above 1 kHz, the acoustic response is slightly reduced.

Although the overall sound levels in the case of presence of the boot mass remain approximately the same, the experiments demonstrate the influence of such mass, e.g. luggage, on the frequency contents of interior noise. In particular, the boot masses can cause rather large resonant peaks at certain frequencies that would annoy the driver and passengers in the car compartment. For example, in the present work such a peak can be observed in Fig. 7(b) between 800 and 900 Hz.

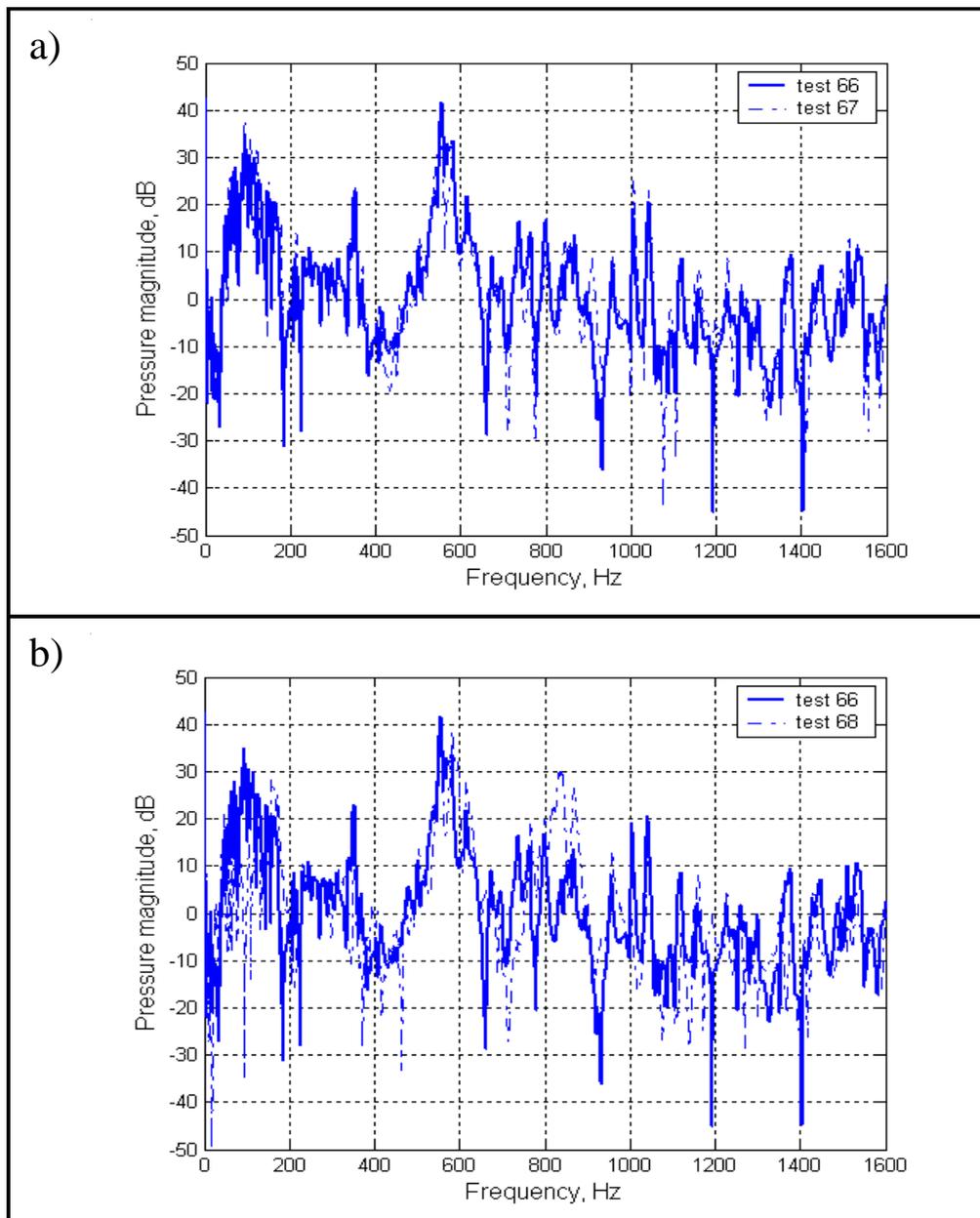


Fig. 7. Effects of the engine mass (a) and of the boot mass (b) on structural-acoustic FRF's: test 66 - no engine and no boot masses (solid curve), test 67 – with the engine mass, but no boot mass (dash-dotted curve); and test 68 - with the mass in the boot, but no engine mass (dash-dotted curve).

2.2.4. Effect of Sound Absorbing Seats.

The effect of seats made of foam has been studied by experimental testing including tests from 30 to 57 for both models. It was expected that the acoustic response would be reduced because of the seats' being made of sound absorbing material such as foam. Indeed, this anticipation was found to be correct to some extent. Adding the two seats, that are shown in Fig. 8, could affect the sound pressure response in two ways. First of all, according to the analytical expressions for interior sound pressure in some simple models, the generated noise

level is inversely proportional to the air volume (see e.g. [12]). Thus, any decrease of actual interior volume could lead to the increase in the acoustic response of the enclosed cavity. On the other hand, the model seats considered are made of sound absorbing material (foam), and this would increase the acoustic energy dissipation, thus reducing the sound pressure response. Therefore, it is the balance of these two opposite effects that defines the actually observed acoustic response in the models with added foam seats.

The measured acoustic responses for all tests in this section show that in the low frequency range the effect of added seats is negligible, whereas in the high frequency range the reduction of sound pressure is readily noticeable.

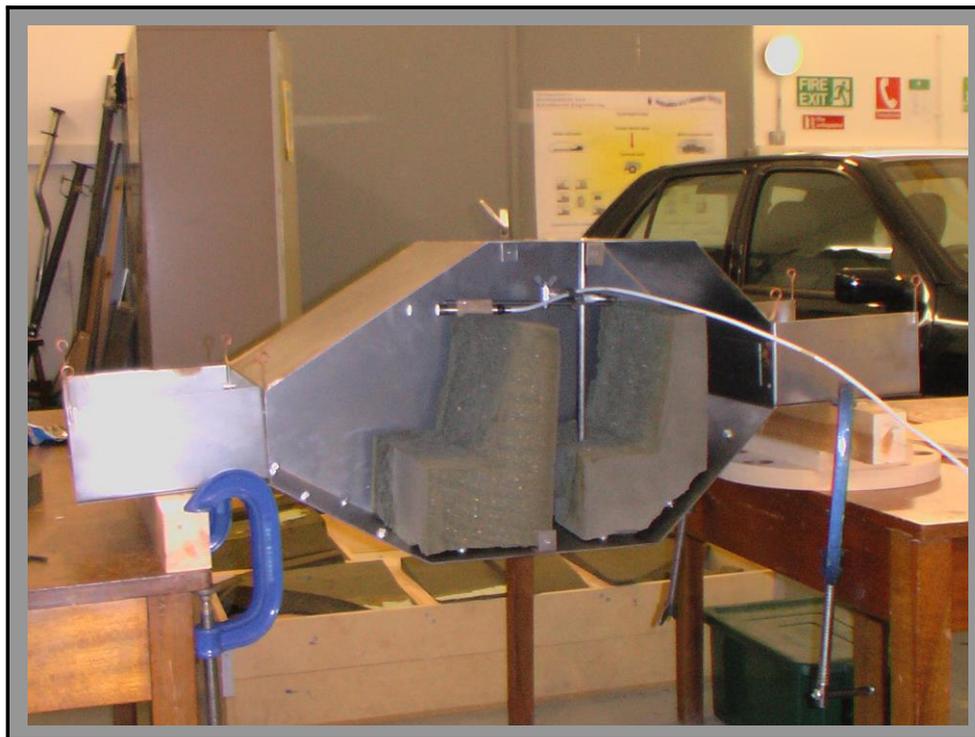


Fig. 8. View of the interior of the whole model with the inserted foam seats.

In Fig. 9, the sound pressure responses are presented for two different locations of electromechanical shaker, (a) the shaker is placed at the front-left position on the bottom plate, and (b) the shaker is at the front-right position on bottom plate. In Fig. 9(a), test 13 corresponds to the model without seats, whereas test 35 was carried out for the model with added seats. And respectively in Fig. 9(b), test 14 corresponds to the model without seats, and test 37 – to the model with seats.

Obviously, the seat-related reduction of interior volume is a constant value causing the increase in sound pressure that is independent of frequency. On the other hand, the foam seats dissipate the acoustic energy, which is done most efficiently at higher frequencies. Thus, the observed very small change in acoustic pressure in the low frequency range can be attributed to the balance between the volume change and low-frequency foam dissipation, whereas the noticeable reduction of the response at higher frequencies is mainly due to energy dissipation by foam seats.

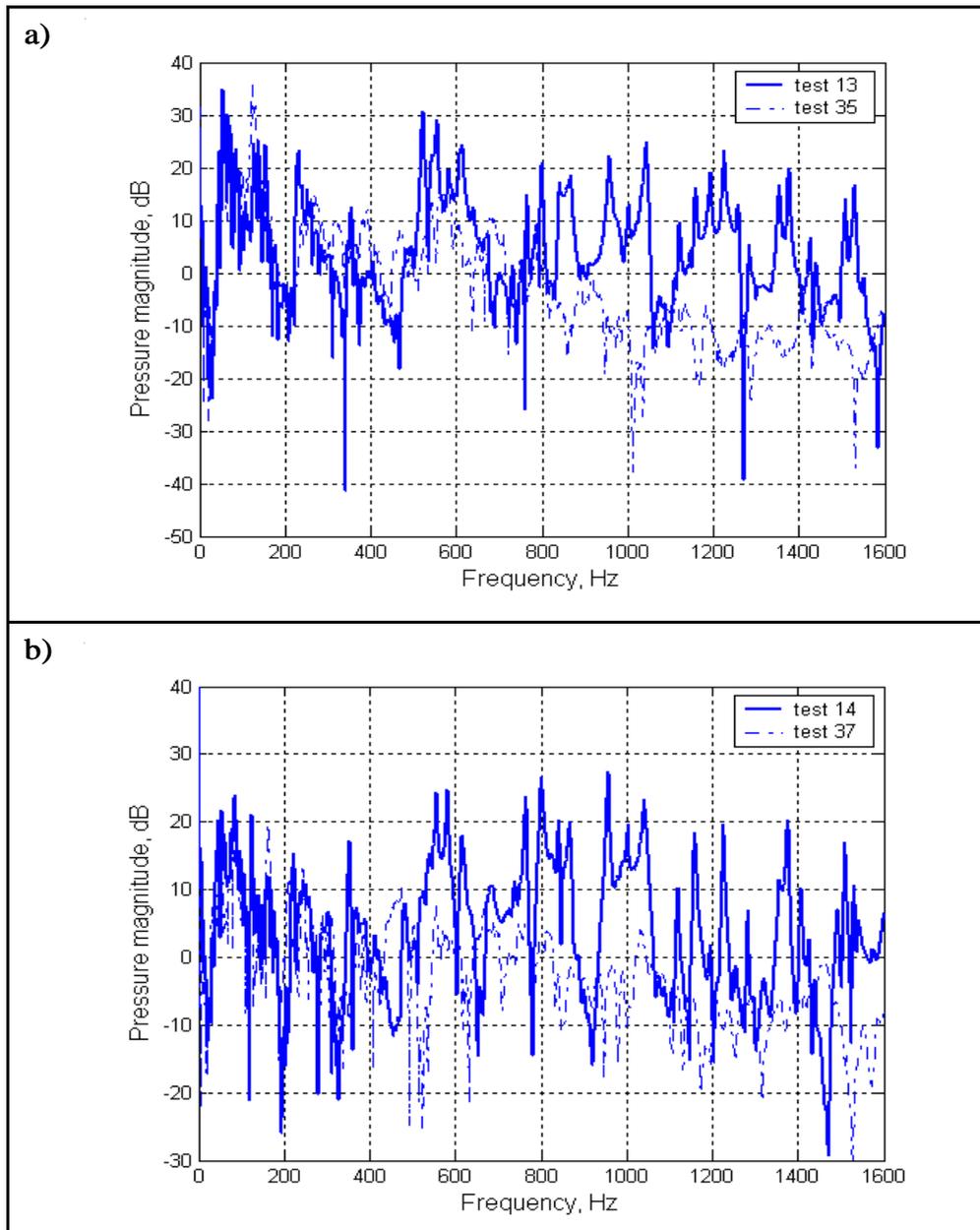


Fig. 9. Effect of foam seats on structural-acoustic FRF's for different positions of a shaker: a) left front position – test 13, no seats (solid curve) and test 35, with seats (dash-dotted curve); b) right front position – test 14, no seats (solid curve) and test 37, with seats (dash-dotted curve).

2.2.5. Comparison between Acoustic Responses of the Cavity and of the Whole Model.

In this section, the measured structural-acoustic responses of the cavity model and of the whole model, including the cavity and under-cavity sections) are discussed. In spite of the fact that the interior cavity is the same for both models, the pressure magnitudes behave differently due to the structural modifications associated with the whole model. First of all, the mass of the whole model structure is substantially larger, and the thickness of the three bottom panels of the cavity is doubled. Secondly, the boundary conditions for the cavity model are applied to four points lying in the horizontal bottom plate, whereas for the whole model they are applied to the two points lying in the engine section and to the two points in

the boot section. Thus, the distance between these two sets of points, which simulates a vehicle base, is much larger for the whole model than for the cavity model.

Figure 10 shows the comparison of the two sets of data for the above two models.

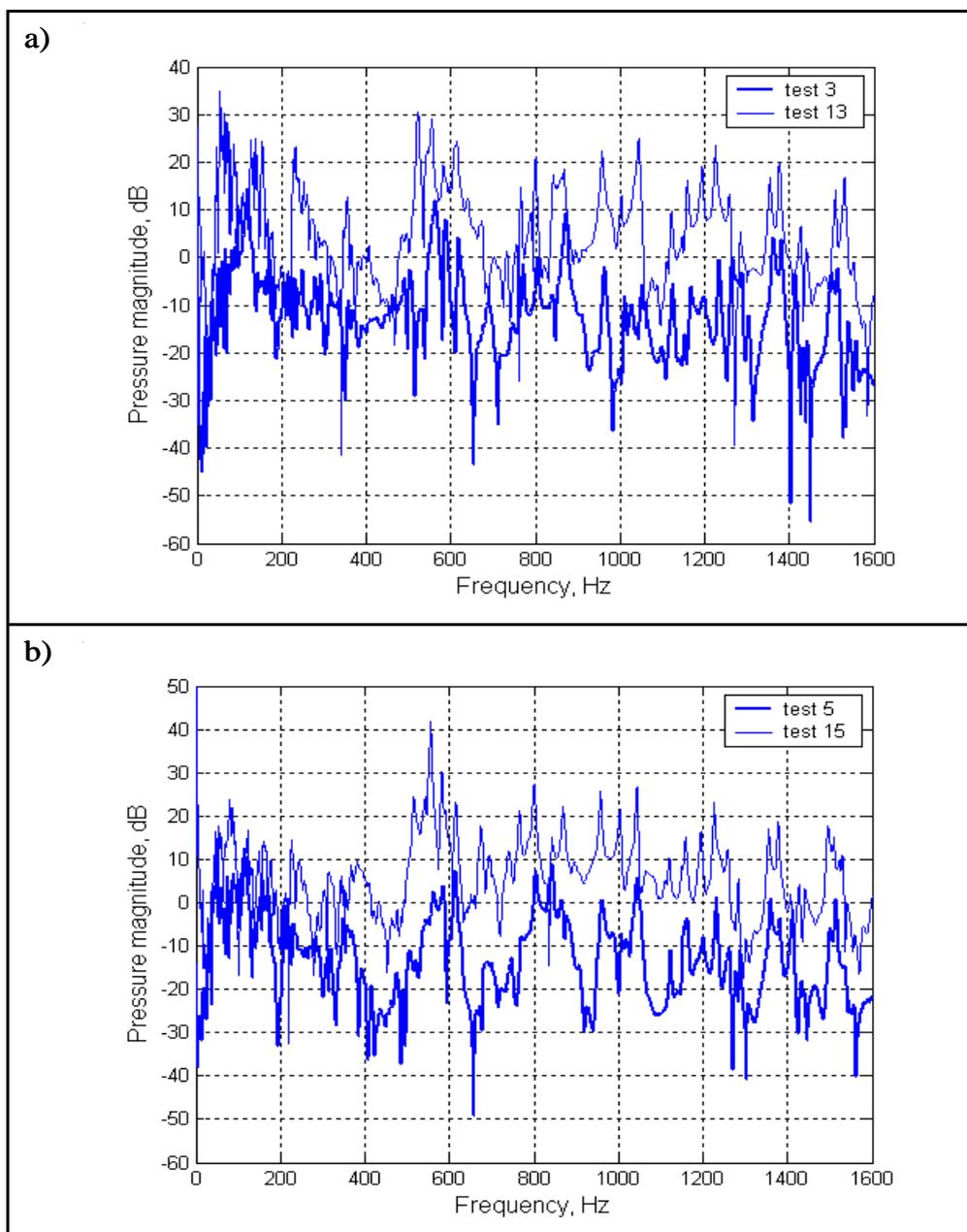


Fig. 10. Comparison between structural-acoustic FRF's of the whole model (single curves) and of the cavity model (double curves) at two positions of the shaker: a) front left position and b) back right position

For the first set, shown in Fig. 10(a), test 3 and test 13 correspond respectively to the cavity and to the whole model. In this case the shaker was placed at the left front position on the bottom cavity plate - for the cavity model, and at the engine section - for the whole model.

The second set, shown in Fig. 10(b), represents test 5 and test 15 associated respectively with the cavity and with the whole model, and the shaker was located at the back right position, correspondingly on the bottom plate and in the boot section. Both sets of data show

that the acoustic response in the whole model is significantly increased in the entire frequency range. In Fig. 10(a), one can see more clearly the change in the first structural resonance due to the structural modification associated with the transition from the cavity to the whole model.

One can assume that the larger base of the whole model makes it a bit looser, particularly in the area of the cavity. This could be a possible explanation for the observed higher sound levels in this model. Also it can be seen that some of the resonant peaks coincide completely in both graphs, which is not surprising, keeping in mind that the interior cavity is the same for both models.

3. Conclusions

In the present paper, the results of the combined finite element and experimental studies of structure-borne interior noise in the two simplified vehicle models have been reported. In particular, the normal mode analysis of the models and some of their frequency responses have been carried out by finite element simulations. A large number of experimental tests have been conducted. Some of them have been compared with the results of finite element simulations. The observed reasonably good agreement between the experimental and numerical results can be considered as confirmation of the acceptable precision and reliability of the numerical and experimental procedures used in the present work.

The effects of different factors on frequency response functions of both models have been investigated both experimentally and numerically.

In particular, it has been demonstrated, as expected, that the positions of the shaker and of the microphone change significantly the sound pressure response in cases when they are placed at a node or anti-node of respective structural or acoustic normal modes.

It has been shown that the effect of engine mass can be significant or negligible, depending on the elastic elements, whereas the boot mass can be responsible for a noticeable resonant peak at a certain frequency.

The effects of sound absorbing seats (made of foam) on the interior noise reduction in the vehicle model under consideration have been investigated experimentally. It has been demonstrated that the presence of foam seats considerably reduces the sound pressure response, and their noise reducing efficiency increases in the high frequency range.

The whole investigation described in this paper has confirmed the usefulness of the proposed combined numerical and experimental approach based on using simplified reduced-scale models. These models can be sufficiently complex in order to take into account the effects of some important vehicle components (such as engine, boot, seats, etc.), but they are still simple enough to be investigated and understood easier than real size vehicle prototypes. In other words, such simplified reduced-scale models can bridge the existing gap between the simplest analytical models made of rectangular boxes and the full-scale commercial computer models used in automotive industry. The proposed combined finite element and experimental approach to studying structure-borne vehicle interior noise based on reduced-scale models can be used by car manufacturers and noise and vibration engineers for prediction and mitigation of vehicle interior noise on a design stage.

References

1. Pozar, M., Cook, H.E., "On determining the relationship between vehicle value and interior noise", *SAE paper 980621*, 1998.
2. Bisping, R., Giehl, S., Vogt, M., "A standardised scale for the assessment of car interior sound quality", *SAE paper 971976*, 1997.

3. Pretlove, A.J., "Free vibrations of a rectangular panel backed by a closed rectangular cavity", *Journal of Sound and Vibration*, vol. 2, pp. 197-209, 1965.
4. Pretlove, A.J., "Forced vibrations of a rectangular panel backed by a closed rectangular cavity", *Journal of Sound and Vibration*, vol. 3, pp. 252-261, 1966.
5. Lyon, R.H., "Noise reduction of rectangular enclosures with one flexible wall", *Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 35, pp. 1791-1797, 1963.
6. Lim, T.C., "Automotive panel noise contribution modelling based on finite element and measured structural-acoustic spectra", *Applied Acoustics*, vol. 60, pp. 505-519, 2000.
7. Nefske, D.J., Wolf Jr, J.A., Howell, L.J., "Structural-acoustic finite element analysis of the automobile passenger compartment: a review of current practice", *Journal of Sound and Vibration*, vol. 80, pp. 247-266, 1982.
8. Sung, S.H., Nefske, D.J., "A coupled structural-acoustic finite element model for vehicle interior noise analysis", *Journal of Vibr., Acoust., Stress, Reliab. Design: Trans. of the ASME*, vol. 106, pp. 314-318, 1984.
9. Lee, W.G., Park, S.K., Suh, M.W., "A study on active noise control using the half scaled compartment cavity model", *SAE paper 940606*, 1994.
10. Gorman, R., Krylov, V.V., "Investigation of acoustic properties of vehicle compartments using reduced-scale simplified models", *Proceedings of the Institute of Acoustics*, vol. 26(2), pp. 37-48, 2004.
11. Rashid, R., Langley, R.S., "A hybrid method for modelling in-vehicle boom noise", *Proceedings of the International Conference on Noise and Vibration Engineering (ISMA 2004)*, Leuven, Belgium, pp. 3487-3500, 2004.
12. Krylov, V.V., "Simplified analytical models for prediction of vehicle interior noise", *Proceedings of the International Conference on Noise and Vibration Engineering (ISMA 2002)*, Leuven, Belgium, vol. 5, pp. 1973-1980, 2002.
13. Krylov, V.V., Walsh, S.J., Winward, R.E.T.B., "Modelling of vehicle interior noise at reduced scale", *Proceedings of the International Conference "Euronoise 2003"*, Naples, 2003 (on CD).
14. Georgiev, V.B., Krylov, V.V., Winward, R.E.T.B., "Finite element analysis of structural-acoustic interaction in simplified models of road vehicles", *Proceedings of the Institute of Acoustics*, vol. 26(2), pp. 25-36, 2004.
15. Georgiev, V.B., Krylov, V.V., Winward, R.E.T.B., "Simplified modelling of vehicle interior noise: Comparison of analytical, numerical and experimental approaches", *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*, vol. 25(2), pp. 69-92, 2006.
16. Georgiev, V.B., Krylov, V.V., "Finite element study of the effect of structural modifications on structure-borne vehicle interior noise", *Journal of Vibration and Control*, vol. 15(4), pp. 483-496, 2009.
17. Georgiev, V.B., Ranavaya, R.L., Krylov, V.V., "Experimental and numerical investigation of structure-borne interior noise in a simplified vehicle model", *Proceedings of the Institute of Acoustics*, vol. 26(1), pp. 412-421, 2006.

Шум как фактор экологического риска в условиях урбанизированных территорий

Васильев А.В.

Начальник отдела инженерной экологии и экологического мониторинга,
Самарский научный центр РАН
г. Самара, Студенческий пер., 3-А

Аннотация

Рассматриваются вопросы воздействия шума как фактора экологического риска в условиях урбанизированных территорий. Проведен анализ источников акустического излучения, оказывающих наиболее негативное воздействие в условиях урбанизированных территорий. Рассмотрено негативное воздействие шума. Рассмотрены подходы к оценке экологического риска от акустического загрязнения в условиях урбанизированных территорий на примере Самарской области. Результаты исследований позволяют прийти к выводу о необходимости обеспечения шумовой безопасности как составной части экологической безопасности урбанизированных территорий.

Ключевые слова: акустическое загрязнение, шум, урбанизированная территория, экологический риск.

Noise as a factor of ecological risk in conditions of urban territories

Vasilyev A.V.

Head of Department of Engineering Ecology and of Ecological Monitoring of Samara Scientific Center of Russian Academy of Science, Samara, Russia

Abstract

Problems of noise impact as a factor of ecological risk in conditions of urban territories are considered. Analysis of sources of acoustical pollution causing negative impact in conditions of urban territories is carried out. Negative impact of noise is considered. Approaches to estimation of ecological risk from acoustical pollution in conditions of urban territories in conditions of Samara region are considered. Results of research are allowing to conclude that it is necessary to provide noise safety as a component of ecological safety of urban territories.

Key words: acoustic pollution, noise, urban territory, ecological risk.

Введение

В настоящее время наблюдается существенный рост негативного воздействия различных экологических факторов на биосферу. Особенно существенно это воздействие в условиях урбанизированных территорий. Современный город представляет сложную систему, отличающуюся повышенным воздействием на окружающую среду и человека антропогенных (прежде всего техногенных) факторов. Всё более интенсивное воздействие различных видов загрязнений, в том числе акустических, является серьезным фактором риска, существенно повышающим вероятность заболеваний населения и негативных последствий для биосферы [1, 2, 6, 10, 11, 15]. Следует отметить, что серьезную проблему представляет как отдельное, так и сочетанное воздействие акустического загрязнения.

*E-mail: avassil62@mail.ru (Васильев А.В.)

Антропогенное воздействие шума как одного из физических факторов за последние годы существенно возросло, в том числе ввиду прогресса в развитии техники, развития отраслей транспорта, промышленности, строительства. В последние годы отмечается непрерывное повышение шумового фона городов. Эквивалентные уровни звука в таких городах как Париж, Рим, Нью-Йорк, Мехико, Москва, достигают 75-80 дБА. Городской шум имеет тенденцию к росту. Уровень шума в городах возрастает ежегодно в среднем на 0,5-1,0 дБА в год. Эта тенденция сохраняется, несмотря на ужесточение норм к средствам транспорта. По прогнозам [10 и др.] тенденция к усилению шума в городах в ближайшие годы будет сохраняться. Ожидаемое ежегодное увеличение шума – 0,5 дБА. Поэтому оценка экологического риска при воздействии шума является крайне актуальной задачей.

Настоящая статья посвящена анализу воздействия шума как фактора экологического риска в условиях урбанизированных территорий.

1. Анализ источников шума урбанизированных территорий. Особенности негативного воздействия шума в условиях урбанизированных территорий

Характер производимого шума зависит от вида его источника. Как известно, по природе источников и характеру действия экологические факторы подразделяются на две большие группы: абиотические (факторы неживой природы) и биотические (факторы живой природы).

Установилось мнение, что шум как естественный экологический фактор для живых организмов несуществен. Трудно с этим согласиться. Проблема изучения воздействия естественных источников шума заслуживает гораздо большего внимания и изучения. Особое внимание привлекает сочетанное воздействие естественных и антропогенных источников [2]. Из естественного шума абиотического происхождения можно отметить, например, шум при землетрясениях и извержениях вулканов, шум при смещении поверхностного слоя сухого песка, шум при воздействии ветра, морской шум и др. Грохот извержения вулкана Кракатау в 1883 г. не уступал по мощности грохоту современного атомного взрыва.

Шум биотического происхождения может генерироваться как людьми, так и животными и в ряде случаев значительно превышать установленные санитарно-гигиенические нормы. Например, хорошо известна проблема негативного воздействия повышенного шума в школах. Однако важнейшую роль при воздействии биотических факторов на биосферу в настоящее время играет антропогенное (прежде всего техногенное) воздействие, создаваемое человеком в процессе хозяйственной деятельности [1-15].

Источники шума урбанизированных территорий могут быть разбиты на две основные группы: отдельные источники шума и комплексные источники шума. К отдельным источникам относятся единичные транспортные средства, электрические трансформаторы, заборные и вытяжные отверстия систем вентиляции, установки промышленных или энергетических предприятий. К комплексным источникам могут быть отнесены транспортные потоки на улицах и дорогах, потоки поездов на железной дороге, промышленные предприятия с многочисленными источниками шума, спортивные и игровые площадки.

К основным источникам шума урбанизированных территорий можно отнести:

- шум отдельных автомобилей, мотоциклов;
- шум автомобильных транспортных потоков;

- шум подвижного состава железнодорожного транспорта;
- авиационный шум;
- шум троллейбусов и трамваев;
- шум на открытых линиях метрополитена;
- шум от промышленных предприятий и трансформаторных подстанций;
- шум от производства различных видов строительных работ;
- внутриквартальный шум;
- шум сортировочных горок железнодорожных станций.

Не следует упускать из виду и другие источники шума для селитебных территорий: спортивные и культурно-развлекательные объекты, объекты питания и др.

Одним из наиболее интенсивных источников акустического загрязнения окружающей среды являются транспортные потоки. По данным ряда исследователей, шумы от транспортных магистралей составляют свыше 80% всех внешних шумов города [1- 6, 10, 11, 15]. Транспортный шум на примагистральных территориях не стихает до 15-18 часов в сутки, движение затихает на 2-4 часа.

Наличие значительного автотранспортного парка в крупных зарубежных и российских городах приводит к плотным транспортным потокам, оказывающим интенсивное акустическое воздействие на прилегающую селитебную территорию. Для условий России проблема воздействия транспортного шума в большинстве городов усугубляется недостаточно продуманной планировкой расположения жилых районов и несоблюдения санитарно-защитных зон, что повышает экологические риски воздействия негативного шума на здоровье населения. В Самарской области в ряде городов автотранспортные магистрали вплотную примыкают к селитебной зоне, в результате чего значительная часть населения области подвергается воздействию повышенного уровня шума. Шум автомобильного транспорта вызывает от 70 до 90% жалоб в городах.

Другим важным фактором экологического воздействия шума являются производственные предприятия машиностроения, химической промышленности, объекты энергетики, строительства и др.

Уровень шума, излучаемого единичным источником при работе промышленного предприятия, вычисляется по формуле:

$$L = L_p + 10 \lg(\Phi) - 10 \lg \frac{S}{S_0} - \Delta L_p, \quad (1)$$

где:

L_p – уровень звуковой мощности источника шума, дБ;

Φ – фактор направленности;

S – площадь поверхности, на которую распределяется излучаемая энергия, м²;
 $S = 2 \pi r^2$ (r – расстояние между источником шума и точкой наблюдения);

$S_0 = 1 \text{ м}^2$;

ΔL_p – снижение уровня звуковой мощности шума на пути его распространения, дБ;

$\Delta L_p = 10 \lg k$, где k – коэффициент снижения звуковой мощности ($k \geq 1$).

Широко известно, что по физиологическому воздействию на человека наиболее опасен высокочастотный шум (особенно в диапазоне частот от 1000 до 4000 Гц), что подтверждается многочисленными опытами и отражено в существующих нормативных документах по шуму. Однако в условиях урбанизированных территорий существенное значение приобретает тот факт, что шумы различного спектрального

состава при распространении звука в открытом пространстве вглубь территории жилой застройки будут иметь различную степень затухания. Поэтому с экологической точки зрения нежелательным будет воздействие шума такого частотного диапазона, который максимально достигнет селитебной территории.

Молекулярное затухание звука в атмосфере (ΔL , дБ) учитывается следующим выражением:

$$\Delta L = -\frac{\beta_a \cdot r}{1000}, \quad (2)$$

где β_a – затухание звука в атмосфере, дБ/км (табл.1).

Анализируя данные затухания звука в атмосфере в зависимости от частотного диапазона, приведенные в таблице 1, приходим к выводу, что именно низкочастотный шум распространяется без особого затухания на значительное расстояние и является основным источником дискомфорта для урбанизированных территорий [2, 10].

Таблица 1

Затухание звука в атмосфере

Октавные полосы частот, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Затухание β_a дБ/км	0	0,75	1,5	3,0	6,0	12,0	24,0	48,0

В биологическом отношении шум является заметным стрессовым фактором, способным вызвать срыв приспособительных реакций. Акустический стресс может приводить к разным проявлениям: от функциональных нарушений регуляции центральной нервной системы до морфологически обозначенных дегенеративных деструктивных процессов в разных органах и тканях. Степень шумовой патологии зависит от интенсивности и продолжительности воздействия, функционального состояния центральной нервной системы и, что очень важно, от индивидуальной чувствительности организма к акустическому раздражителю. Индивидуальная чувствительность к шуму составляет 4...17%. Считают, что повышенная чувствительность к шуму определяется сенсibilизированной вегетативной реактивностью, присущей 11% населения. Женский и детский организм особенно чувствительны к шуму. Высокая индивидуальная чувствительность может быть одной из причин повышенной утомляемости и развития различных неврозов.

Наиболее изучено влияние шума на слух человека. Интенсивный шум (свыше 80 дБА) при ежедневном воздействии приводит к возникновению профессионального заболевания – тугоухости, основным симптомом которого является постепенная потеря слуха на оба уха, первоначально лежащая в области высоких частот (4000 Гц), с последующим распространением на более низкие частоты, определяющие способность воспринимать речь. Однако следует иметь в виду, что негативные последствия воздействия интенсивного шума на организм человека многообразны и не ограничиваются только воздействием на орган слуха [1-3, 6, 10, 11, 13, 15]. Шум также влияет на различные отделы головного мозга, изменяя нормальные процессы высшей нервной деятельности. Характерны жалобы на повышенную утомляемость, общую слабость, раздражительность, ослабление памяти и др. Шум изменяет деятельность мозга: нарушается окислительная и восстановительная способность мозга. Установлено, что под влиянием шума наступают изменения в органе зрения человека. Снижается острота зрения, изменяется чувствительность к различным цветам и т. д.

Нарушаются функции желудочно-кишечного тракта. Происходят нарушения в обменных процессах организма. Наступают изменения в циркуляции крови и работе сердца, приводящие к возникновению заболеваний сердечно-сосудистой системы. Шум обладает кумулятивным воздействием: акустические раздражения, накапливаясь в организме, угнетают нервную систему.

Степень воздействия различных источников шума на жителей зависит от множества факторов: взаимного расположения источников шума и жилой застройки, интенсивности и состава движущихся транспортных потоков и пр.

При расположении жилого района вблизи аэропорта, вблизи железнодорожной магистрали или грузовой станции шум определяется перечисленными источниками, во всех остальных случаях в жилых районах превалирует шум от автомобильного транспорта. Процент этих воздействий характерен для каждого города. Например, в Риме 75% акустического загрязнения вносит автомобильный транспорт, 8% – железнодорожный, 5% – промышленные объекты, а 12% – авиатранспорт, строительство и другие источники шума.

В условиях территории Самарской области воздействие внешних источников шума также различается. Так, для города Тольятти характерен сравнительно однородный состав транспортных потоков – отсутствует рельсовый городской транспорт, исключено воздействие авиационных источников. В Самаре имеется рельсовый городской транспорт (трамваи) и метрополитен. Общим интенсивным источником шума для всех городских округов Самарской области является значительный автотранспортный парк, существенную часть которого составляют легковые автомобили. При этом не следует сбрасывать со счета и другие достаточно интенсивные источники: промышленные предприятия, внутриквартальные источники и др.

Для городских округов Самарской области характерно наличие ряда интенсивных источников низкочастотного звука и инфразвука (транспорт, низкооборотные компрессорные установки и другое технологическое оборудование, шум систем вентиляции и кондиционирования и др.), оказывающих значительное воздействие на прилегающую селитебную территорию. Проблема усугубляется тем, что ряд участков селитебной территории Самарской области недопустимо близко примыкает к источникам инфразвука. Поэтому повышенному воздействию низкочастотного звука и инфразвука, по всей видимости, подвергается не менее половины населения городских округов Самарской области [1-6, 13].

Таким образом, можно утверждать, что акустическое загрязнение окружающей среды в настоящее время представляет собой одну из глобальных проблем современной экологии и безопасности жизнедеятельности. В целом можно говорить о **шумовой болезни**, то есть общем заболевании всего организма с преимущественным поражением слуха и нервной системы.

2. Анализ акустического загрязнения в условиях урбанизированных территорий на примере Самарской области

Под руководством автора были проведены исследования влияния внешних источников шума в условиях урбанизированных территорий. В том числе в Самарской области на территории жилой застройки наиболее крупных городских округов области (Самара, Тольятти, Сызрань, Жигулевск), а также на территории ряда производственных площадок было проведено более 1500 измерений, по каждому из которых составлены протоколы результатов измерений.

Измеренные уровни шума оценивались в соответствии с гигиеническими требованиями, согласно которым нормируемыми параметрами для непостоянного

шума являются эквивалентные уровни звука $L_{A\text{ экв}}$ и максимальные уровни звука $L_{A\text{ макс}}$, дБА.

Анализ результатов измерений позволил выявить наиболее значительные превышения предельно-допустимых уровней шума.

На территории городского округа Самара было проведено более 150 измерений уровней звука в более чем 60 точках. Анализ результатов измерений уровней звука показал, что превышение нормативных значений по эквивалентному уровню звука выявлено в точках измерений №8, Промышленный район, ул. Нововокзальная, дом №162 (69 дБА); №15, Октябрьский район, ул. Революционная, дом №10 (66 дБА); №19, Ленинский район, ул. Самарская, дом №270 (68 дБА); №17, Октябрьский район, ул. Ново-Садовая, дом №33 (67 дБА); №35, Красноглинский район, п. Южный, ул. Вторая Южная, дом №7 (67 дБА). Имеются также превышения спектральных уровней звука.

На территории городского округа Тольятти было обследовано свыше 200 точек. При этом особое внимание уделялось селитебной территории г. Тольятти, примыкающей к шумоопасным зонам вблизи транспортных магистралей [1-8]. Были проведены измерения как в дневное, так и в ночное время.

В Центральном районе в дневное время по ул. Мира в районе остановки "Дом природы" величина превышения по эквивалентному уровню звука составляет 7 дБА, по ул. Баныкина – 6 дБА, по ул. Мира, 114 величина превышения норматива по эквивалентному уровню звука составляет 5 дБА, по максимальному уровню звука – 4 дБА. По максимальным уровням звука полученные акустические характеристики в основном соответствуют нормативным требованиям. В ночное время по ул. Ленина, 98 величина превышения норматива по эквивалентному уровню звука составляла 8 дБА, по максимальному уровню звука – 6 дБА; по ул. Мира, 60 величина превышения норматива по эквивалентному уровню звука составляет 11 дБА, по максимальному уровню звука – 11 дБА.

В Комсомольском районе в дневное время в точке по ул. Чайкиной, 67 величина превышения норматива по максимальному уровню звука составляет 8 дБА; по ул. Ярославской, 61 – 7 дБА. В ночное время в точке по ул. Матросова, 60 величина превышения норматива по эквивалентному уровню звука составляет 9 дБА, по максимальному уровню – 7 дБА; в точке по ул. Ярославской, 11 величина превышения норматива по эквивалентному уровню звука составляет 6 дБА, по максимальному уровню звука – 9 дБА.

В Автозаводском районе в дневное время в точке по ул. Тополиной 21 величина превышения норматива по максимальному уровню звука составляет 11 дБА; в точке по ул. Дзержинского, 31 величина превышения норматива по эквивалентному уровню звука составляет 5 дБА. В ночное время в точке по ул. Дзержинского, 31 величина превышения норматива по эквивалентному уровню звука составляет 7 дБА, по максимальному уровню – 5 дБА.

На территории городского округа Жигулевск было проведено более 50 измерений уровней звука в более чем 25 точках. Анализ результатов измерений уровней звука показал, что превышение нормативных значений по эквивалентному уровню звука выявлено в точках измерений №7, ул. Вокзальная, дом № 18 (68 дБА); №9 г. Жигулевск, ул. Комсомольская, дом №58 (70 дБА); №11 г. Жигулевск, район автовокзала (согласно схеме измерений) (66 дБА); №12 г. Жигулевск, пересечение трассы М5 и ул. Гидростроителей (73 дБА); №13 г. Жигулевск, район плотины Жигулевской ГЭС, возле въезда на плотину (70 дБА). Максимальное значение уровня звука, равное 73 дБА, было зафиксировано в точке №12. Диаграмма спектральных

характеристик уровней звука для точки №12 (октавный и третьоктавный диапазоны) показана на рис. 1.

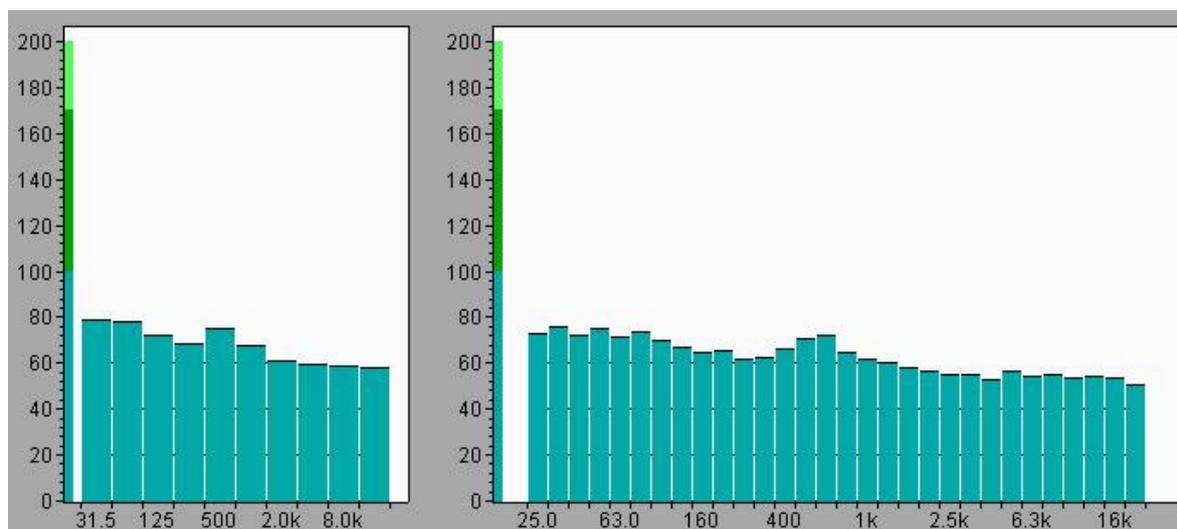


Рис. 1. Диаграмма спектральных характеристик уровней звука для точки №12 г. Жигулевск, пересечение трассы М5 и ул. Гидростроителей (октавный и третьоктавный диапазоны)

В остальных точках измеренные значения уровней звука соответствуют нормативным санитарно-гигиеническим требованиям.

На территории городского округа Сызрань было проведено более 40 измерений уровней звука в более чем 20 точках. Анализ результатов измерений уровней звука на обследуемой территории городского округа Сызрань показал, что превышение нормативных значений по эквивалентному уровню звука выявлено в точках измерений №11 г. Сызрань, ул. Советская, дом №104 (66 дБА); №14 г. Сызрань, пр-т 50 лет Октября, дом №79 (67 дБА); №22 г. Сызрань, ул. Энергетиков, дом №11 (69 дБА).

Исследования воздействия транспортного шума на территорию Самарской области показали, что уровень шума в целом возрастает на 0,5 дБА в год (а в некоторых зонах и больше). Особо неблагоприятная ситуация складывается с воздействием шума в ночное время: в ночное время значения в большинстве измеренных точек превышали нормативные.

Анализ жалоб населения Самарской области также позволил прийти к выводу, что их причиной является наличие ряда интенсивных источников инфразвука и низкочастотного шума.

Результаты анализа и измерений позволяют сделать общее заключение: в ряде зон измерений наблюдается превышение санитарно-гигиенических норм. Особенно неблагоприятная ситуация складывается с воздействием шума в ночное время: в ночное время значения в большинстве измеренных точек превышали нормативные.

3. Подходы к оценке экологического риска от акустического загрязнения в условиях урбанизированных территорий на примере Самарской области

Анализ риска ставит своей целью выбор оптимальных в данной конкретной ситуации путей его устранения или снижения и включает три взаимосвязанных элемента: оценка риска для здоровья, управление риском и информирование о риске [7, 14]. На предварительном этапе целесообразно разработать концептуальную модель

территории, представляющую собой графическое или описательное представление возможных взаимосвязей между источниками загрязнения окружающей среды, маршрутами воздействия.

При оценке риска используются результаты экологического мониторинга загрязнений в анализируемых объектах окружающей среды и/или данные, полученные на основе моделирования рассеивания загрязнений за период не менее 3-5 лет [7]. Полная оценка риска, однако, является очень детальным исследованием всех источников и путей воздействия, анализом выбираемых вариантов применительно к конкретному месту. Поэтому обычно оценка выполняется поэтапно, шаг за шагом, так что после каждого этапа можно скорректировать действия, отбросить малозначительные или чрезмерно дорогостоящие варианты, оставив приоритетные, изменить содержание и порядок работ, оценить наиболее важные риски. Чем меньше воздействие на окружающую среду техногенной деятельности, тем меньший объем работ выполняется при оценке риска [7, 14].

Комплексная оценка экологического риска в условиях урбанизированных территорий состоит из следующих основных этапов:

- сбор и анализ данных об источниках, составе и условиях загрязнения на исследуемой территории;
- выбор приоритетных для исследования загрязнений окружающей среды;
- расчет и натурные измерения загрязнений окружающей среды;
- моделирование распределения загрязнений в окружающей среде;
- анализ соответствия уровней загрязнений санитарно-гигиеническим требованиям;
- оценка риска канцерогенных и неканцерогенных эффектов (при острых и хронических воздействиях);
- оценка риска при многосредовых, комбинированных и комплексных воздействиях факторов различной природы.

В практической работе по оценке экологического риска большую помощь оказывают информационно-аналитические, прогнозируемые и управляющие компьютерные системы, позволяющие вносить и обрабатывать обширную информацию об источниках и уровнях загрязнений окружающей среды, условиях их распространения по урбанизированной территории, а также опираться на широкую базу данных обо всех основных и вспомогательных факторах, влияющих на здоровье человека и состояние окружающей среды. Только наличие исчерпывающей картины по фактическому состоянию окружающей среды, опирающейся на достоверные результаты, позволяет осуществлять такие расчеты и прогнозы.

Под руководством автора были разработаны информационно-аналитические системы и соответствующее программное обеспечение, позволяющие выполнять спектр математических расчетов в области экологического моделирования и оценки риска здоровью населения урбанизированных территорий, в том числе от акустического воздействия.

Разработанное программное обеспечение «Integrated monitoring of physical and chemical pollutions (IMCF)» состоит из трёх основных блоков, интегрированных с другими модулями автоматизированного рабочего места «Complex City Test»:

1. Информационный блок, включающий:

- базы данных по физическим факторам и химическим загрязняющим веществам окружающей среды урбанизированных территорий (воздуха, воды, почв);
- информационно-справочные таблицы значений ПДК и ПДУ основных химических загрязняющих веществ и физических факторов;

- списки приоритетных химических токсикантов и физических загрязнений города;
- списки основных источников и факторов химического и физического воздействия на население города;
- информационные базы данных медицинской статистики по основным нозологическим единицам, базы данных экологически обусловленных заболеваний жителей города.

2. Программно-аналитический блок, содержащий:

- модуль автоматизированной обработки результатов измерений различных физических и химических воздействий. Модуль содержит программные алгоритмы, позволяющие проводить расчеты корреляционных зависимостей, критериев достоверности результатов измерений (критерий Стьюдента и т.д.);
- модуль эколого-токсикологической оценки измерений, позволяющий проводить оценку соответствия проведенных измерений нормам экологического законодательства;
- модуль интегральной оценки (или модуль анализа сочетанного воздействия факторов различной природы), позволяющий проводить интегральную оценку сочетанного воздействия физических и химических факторов на человека, расчёты экологических рисков и интегральных показателей физического и химического загрязнения окружающей среды с учётом индексов токсических эффектов синергетического воздействия, превышающих эффекты суммации.

3. Блок картографирования территории (ГИС-картографирования), содержащий:

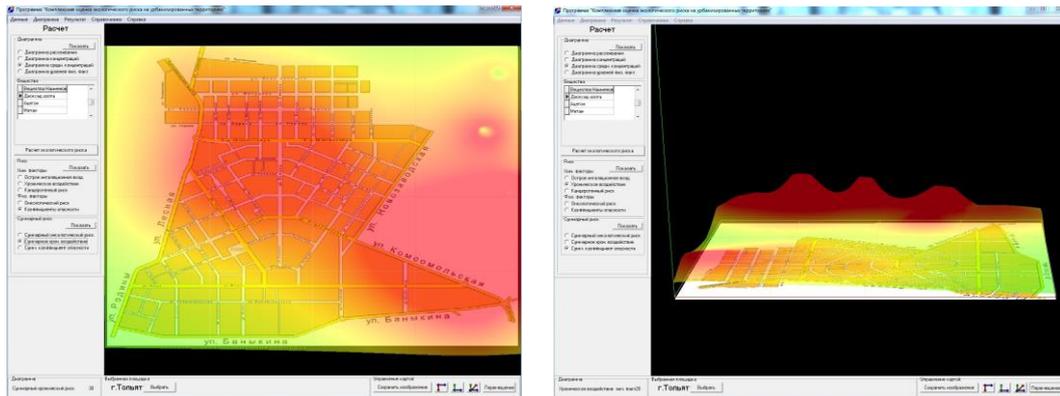
- модуль картографирования территории города по отдельным поллютантам и факторам физического воздействия;
- модуль динамических карт физических полей и химического загрязнения города;
- модуль картографирования интегрального воздействия лимитирующих факторов позволяет составлять карты по результатам измерений и расчетов интегральных показателей сочетанного воздействия факторов различной природы, динамические карты физических и химических загрязнений (карты экологических рисков, карты сочетанного воздействия факторов).

Результаты расчетов в зависимости от количества показателей могут быть представлены либо сразу в таблице измерений, либо, если их много, могут быть вынесены в отдельную область результатов.

Программное обеспечение позволяет вводить в базу данных результаты измерений следующих воздействий:

- шум (звук);
- инфразвук;
- вибрация;
- электромагнитные поля;
- ионизирующие излучения;
- тепловое излучение;
- химические загрязняющие вещества;
- приоритетные токсиканты и др.

В создаваемой на основе внесения данных по различным загрязнениям и с учетом расчетных значений информационно-аналитической системе в качестве исходной составляющей выступает графическая двумерная карта исследуемой территории в точно определенном масштабе.



а)

б)

Рис. 2. Двухмерное (а) и трехмерное (б) представление результатов оценки экологического риска с помощью разработанного программного обеспечения. Область зеленого цвета – норма, желтого цвета – риск, красного цвета – угроза

Информационно-аналитическая система позволяет определить наиболее опасные места с точки зрения вероятности развития хронических заболеваний от раздельного и сочетанного воздействия химических и физических факторов, в том числе шума (рис. 1). Реализация программного обеспечения осуществлялась на языке высокого уровня Delphi. Кроме того, созданный программный продукт обладает возможностью просмотра справочной информации, необходимой для знакомства со спецификой решаемых задач. Программное обеспечение имеет эргономичный интерфейс, содержит средства визуализации данных и результатов, позволяющие структурировать расчетные и исходные данные с последующим выводом на печать.

Разработаны также информационная система и программное обеспечение «Physic City Test», позволяющие осуществлять автоматизированную обработку и оценку результатов измерений различных физических воздействий. Программа представляет собой сложный комплекс, который состоит из следующих основных модулей:

1. Модуль ведения базы данных и автоматизированной обработки результатов измерений различных физических воздействий.
2. Модуль оценки соответствия проведенных измерений нормам экологического законодательства.

Программа позволяет вводить в базу данных результаты измерений следующих воздействий:

- шум (звук);
- инфразвук;
- вибрация;
- электромагнитные поля;
- ионизирующие излучения;
- тепловое излучение.

Измерения вводятся в специальную табличную форму. Как правило, измеряются различные показатели одного и того же воздействия, поэтому таблиц для ввода может быть несколько.

После того как измерения введены в базу данных, пользователь может выполнить автоматизированную обработку результатов измерения, нажав на кнопку «Расчет». При этом результат расчета будет сохранен в базу данных.

Структура базы данных спроектирована таким образом, что к одной точке могут быть привязаны различные физические величины. Это позволит впоследствии комплексно оценивать воздействие различных факторов.

Кроме того, в модуль заложены функции ведения справочников базы данных.

Для использования программы в целях составления карт необходимо в п. «Вид» главного меню выбрать подпункт «Карта...». Откроется окно мониторинга, см. рис. 3.

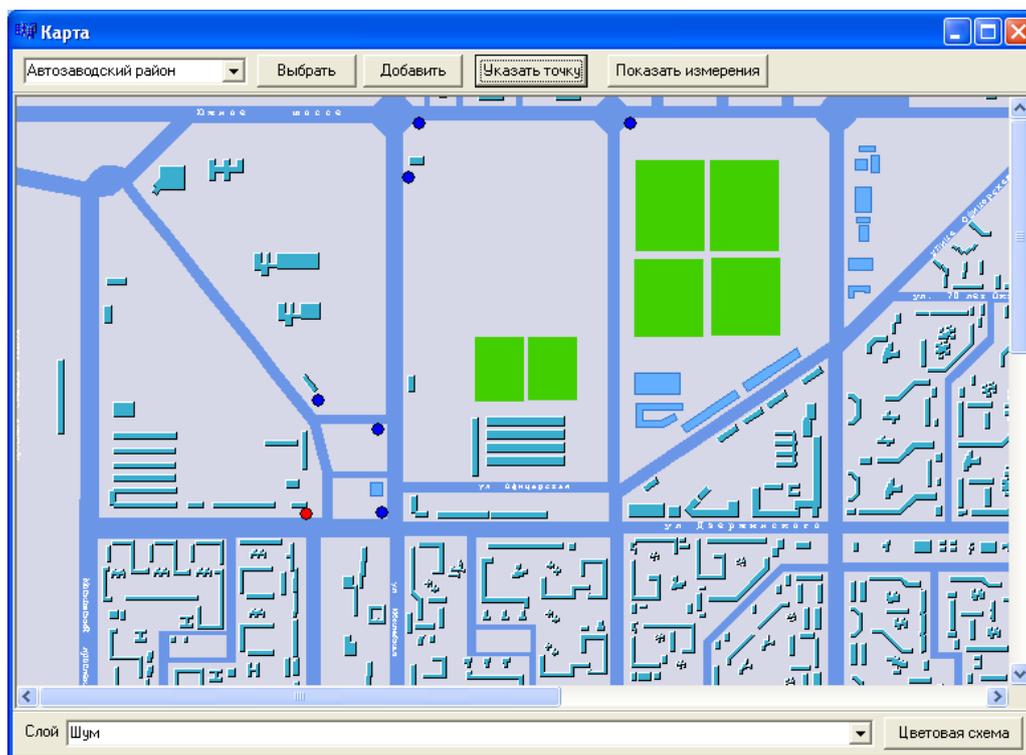


Рис. 3. Вид окна мониторинга

В верхней части окна расположены элементы управления картой и точками измерений: список карт, кнопка выбора карты, кнопка добавления новой карты, кнопка выбора точки, кнопка отображения измерений.

В нижней части окна расположены элементы управления отображением точек на карте: список слоев (позволяет выбрать вид измерений для отображения), и кнопка отображения измерений с использованием цветовой схемы.

Для выбора карты необходимо в списке карт выбрать нужную и нажать кнопку «Выбрать». При этом на форму будет загружена выбранная карта и точки, в которых проведены измерения.

Для добавлений новой карты необходимо нажать кнопку «Добавить» при этом откроется окно выбора карты. После выбора файла с картой можно выбрать ту или иную карту и загрузить ее в базу данных.

На загруженном в форму картографическом материале отображаются точки, в которых проводились измерения. В случае необходимости изменения местоположения точки на карте необходимо нажать кнопку «Указать точку» и щелкнуть левой кнопкой мыши на выбранной точке, при этом указанная точка сменит цвет на красный. После этого курсор мыши должен быть установлен в новое местоположение точки и нажата левая кнопка мыши. Выбранная точка поменяет свое местоположение на указанное.

Для просмотра значений измерений в определенной точке необходимо выбрать точку как описано выше и нажать кнопку «Показать измерения». При этом на карте отобразится график (динамика) измерений в различные периоды времени.

Для общей оценки измерений во всех точках можно использовать режим цветовой схемы. Для отрисовки цветовой градации необходимо нажать кнопку «Цветовая схема», при этом все точки на карте будут отрисованы в соответствии с цветовой схемой и результатами измерений.

Для редактирования цветовой схемы необходимо в главном меню выбрать пункт «Сервис», подпункт «Цветовые схемы». На экране отобразится окно, показанное на рис. 4.

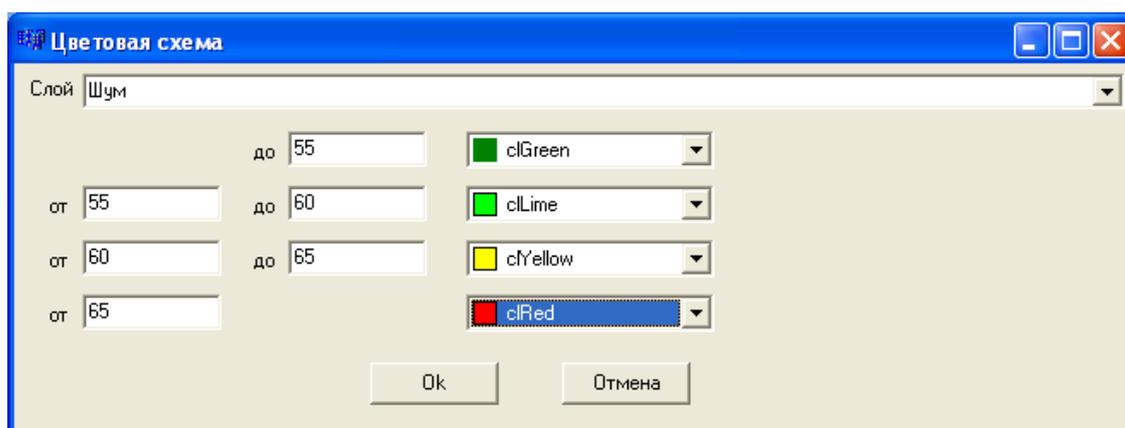


Рис. 4. Окно «Цветовая схема»

Для редактирования схемы необходимо выбрать слой, на который будет применяться схема, и ввести диапазоны величин. Каждому диапазону необходимо назначить цвет. После редактирования необходимо нажать кнопку «ОК». Для отмены введенных изменений необходимо нажать кнопку «Отмена».

На модуль программы «Sound City Test» получено свидетельство о государственной регистрации №206611861.

В процессе реализации и апробации разработанных методик, информационно-аналитических систем и программного обеспечения автором проведена комплексная оценка экологического риска в условиях урбанизированных территорий на примере Самарской области. В частности, совместно с сотрудниками Института экологии Волжского бассейна РАН проводилась оценка влияния шума на здоровье населения Комсомольского района г. Тольятти [8]. При изучении воздействия шумовой нагрузки анализировались статистические данные лишь по заболеваниям, возможным с учетом биологического действия фактора шума. В исследуемую группу вошли заболевания сердечно-сосудистой системы, нервной системы, желудочно-кишечного тракта – всего 14 нозологических единиц.

Источниками информации являлись материалы по первичной обращаемости граждан в медицинские учреждения (МУЗ Комсомольского района г.Тольятти). С помощью специализированных процедур, одной из которых является метод И.Я. Лиёпы, проведена оценка параметров уравнения множественной линейной регрессии и проверка существенности влияния исследуемых факторов на заболеваемость. Основываясь на результатах измерений шумовой нагрузки селитебной территории и на первичных медицинских статистических данных по заболеваемости населения, можно утверждать, что существует достоверная, статистически значимая

зависимость роста заболеваемости по рассматриваемым нозологиям от акустического загрязнения (рис. 5).

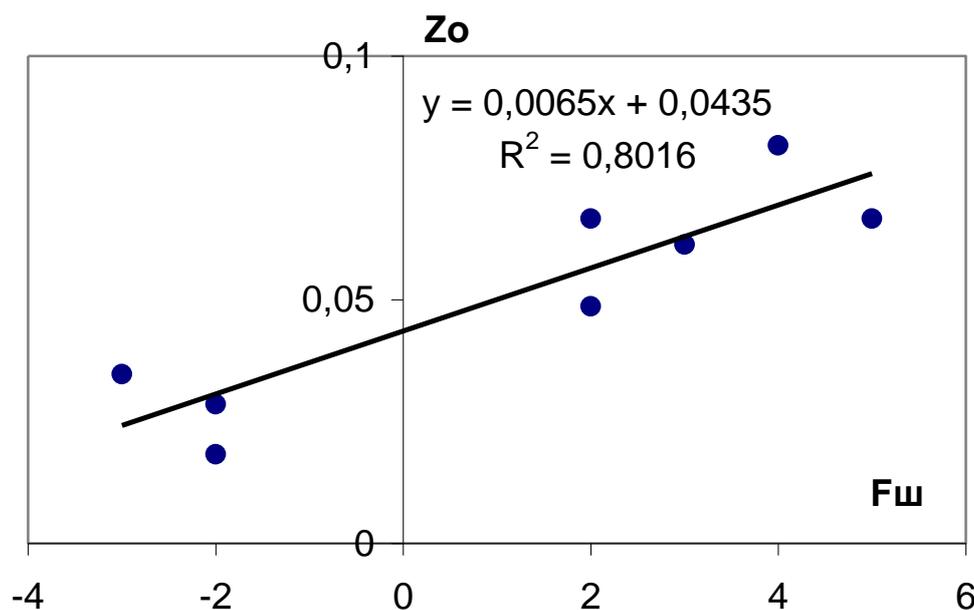


Рис. 5. Зависимость заболеваемости населения по всем учитываемым нозологиям (Z_o) от шумовой нагрузки ($F_{ш}$)

Заключение

Проведенные исследования позволяют сделать вывод, что в настоящее время шум является особым, специфичным фактором экологического риска, оказывающим комплексное негативное воздействие в условиях урбанизированных территорий.

Таким образом, можно с уверенностью говорить о существовании реальной проблемы обеспечения **шумовой безопасности урбанизированных территорий**. Решить данную проблему можно только комплексными средствами.

По мнению автора, необходима разработка концепции обеспечения шумовой безопасности города, а также серьезное рассмотрение вопросов шумового воздействия при разработке каких-либо документов, касающихся безопасности и устойчивого развития города. Необходимым также является принятие ряда законодательных документов, и, прежде всего, закона о шуме.

Работа выполнена в рамках гранта РФФИ р_поволжье_a, проект № 15-48-02629.

Список литературы

1. Васильев А.В. Экологический мониторинг физических загрязнений на территории Самарской области. Снижение воздействия источников загрязнений: монография / Самара, 2009.
2. Васильев А.В. Акустическая экология города: учеб. пособие для студентов вузов / А. В. Васильев; Федеральное агентство по образованию, Тольяттинский гос. ун-т. Тольятти, 2007 – 166 с.
3. Васильев А.В. Анализ шумовых характеристик селитебной территории г. Тольятти. Экология и промышленность России. 2005. № 4. С. 20-23.
4. Васильев А.В. Снижение шума транспортных потоков в условиях современного города. Экология и промышленность России. 2004. № 6. С. 37-41.

5. Васильев А.В. Мониторинг акустического загрязнения территории Самарской области. В сборнике: Защита населения от повышенного шумового воздействия. Сборник докладов II Всероссийской научно-практической конференции с международным участием. Под редакцией Иванова Н.И. 2014. С. 148-159.

6. Васильев А.В. Шумовая безопасность урбанизированных территорий. Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2014. Т. 16. № 1-1. С. 299-305.

7. Васильев А.В., Заболотских В.В., Терещенко И.О., Терещенко Ю.П. Информационно-аналитическая система оценки рисков здоровью населения в условиях урбанизированных территорий. Экология и промышленность России. 2013. № 12. С. 29-31.

8. Васильев А.В., Розенберг Г.С. Мониторинг акустического загрязнения селитебной территории г. Тольятти и оценка его влияния на здоровье населения. Безопасность в техносфере. 2007. № 3. С. 9-12.

9. Васильев А.В., Васильев В.В., Школов М.А., Шишкин В.А., Каплина Р.Г. Исследование воздействия физических полей в промышленных и жилых зонах г. Тольятти. Российский химический журнал. 2006. Т. 1. № 3. С. 72-78.

10. Иванов Н.И., Никифоров А.С. Основы виброакустики: Учебник для вузов – СПб.: Политехника, 2000. – 482 с.: ил.

11. Luzzi S., Vassiliev A.V. A comparison of noise mapping methods in Italian and Russian experiences. В сборнике: Forum Acusticum Budapest 2005: 4th European Congress on Acoustic 2005. С. 1051-1056.

12. Luzzi S., Alfinito L., Vasilyev A. Action planning and technical solutions for urban vibrations monitoring and reduction. В сборнике: 39th International Congress on Noise Control Engineering 2010, INTER-NOISE 2010. С. 2508-2515.

13. Vassiliev A.V. Recent approaches to environmental noise monitoring and estimation of its influence to the health of inhabitants. В сборнике: 14th International Congress on Sound and Vibration 2007, ICSV 2007. С. 3242-3249.

14. Vasilyev A.V. Method and approaches to the estimation of ecological risks of urban territories. Safety of Technogenic Environment. 2014. № 6. С. 43-46.

15. Vasilyev A.V., Luzzi S. Recent approaches to road traffic noise monitoring. В сборнике: 8th European Conference on Noise Control 2009, EURONOISE 2009 – Proceedings of the Institute of Acoustics 2009.

Расчёт внешнего шум поездов

Куклин Д.А.¹, Матвеев П.В.^{2*}

¹ Доцент, к.т.н., Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. д. Ф. Устинова, Россия, г. Санкт-Петербург

² Ст. преподаватель, к.т.н., Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. д. Ф. Устинова, Россия, г. Санкт-Петербург

Аннотация

В статье предлагаются методы расчета шума, создаваемого железнодорожным транспортом на селитебной территории, прилегающей к железнодорожным путям, с учетом шумовых характеристик потоков железнодорожного транспорта, интенсивности движения поездов и других условий, оказывающих влияние на распространение звука на местности.

Шумовые характеристики отдельных поездов определяются в зависимости от категории и длины поезда, скорости и интенсивности движения.

Расчет шума производится, исходя из шумовых характеристик потоков железнодорожного транспорта с учетом снижения шума на пути распространения, в том числе за счет геометрического расхождения (дивергенции) при поглощении звука атмосферой, поверхностью грунта, ограничения угла видимости, затухания звука в жилой застройке, влияния экранирующих сооружений и зеленых насаждений, отражения звука от зданий

Ключевые слова: методы расчёта шума, железнодорожный транспорт, категория поездов, линейный источник шума, уровень звука, максимальный уровень звука.

Analysis of trains external noise

Dennis Kuklin¹, Peter Matveev^{2}*

¹ Associate professor, Baltic State Technical University «VOENMEH» named after D.F. Ustinov, Saint-Petersburg, Russia

² Senior lecturer, Baltic State Technical University «VOENMEH» named after D.F. Ustinov, Saint-Petersburg, Russia

Abstract

This article briefly reviews of methods of analysis of noise from railway transport in the residential area, on the territory adjacent to the railroad lines. In the methods of analyses takes includes the noise characteristics of the flows of the railway traffic, the intensity of traffic and other conditions that affect sound overland propagation.

Characteristics of the noise trains are determined by category and length of trains, speed and intensity of movement. And as determined by the characteristics of the noise of railway transport flows taking into account noise control along the path of expansion, including due to the divergence in the absorption of sound by the atmosphere, the surface of the soil, the limitation of the angle of visibility, attenuation of sound in residential areas, the shielding effect of buildings and green planting, noise reflections from buildings.

Key words: noise analysis, railway transport, type of train, line noise source, sound level, ceiling sound level.

Введение

Анализируя процессы шумообразования поездов, можно выделить три основные группы:

- шум оборудования;
- шум качения;

* E-mail: kda1969@mail.ru (Д.А. Куклин), infopeter@ya.ru (П.В. Матвеев)

– аэродинамический шум.

Интенсивность шума зависит в основном от скорости.

Шум оборудования (компрессоры, тяговые электродвигатели и др.) превалирует на скоростях до 50-60 км/ч. Шум качения – процесс соударения в системе «колесо – рельс» определяется зависимостью $30 \lg v$ (v – скорость движения, км/ч) и превалирует в диапазоне скоростей 60-300 км/час. Аэродинамический шум, образованный обтеканием воздухом корпуса подвижного состава, пантографа и др. определяется зависимостью $60 \lg v$ и превалирует на скоростях свыше 300 км/ч.

Определенный вклад в процессы шумообразования дают такие процессы как дребезжание корпуса подвижного состава (корпусной шум), «визг» колеса в кривых, звукоизлучение тормозных колодок и колеса при торможении (шум торможения), соударение вагонов (шум сцепки), отражение звука при установке рельсов на плитах, удары на стыках рельсов и др.

Все процессы шумообразования в данной работе сведены в удобные формульные зависимости для расчёта внешнего шума поездов. Все зависимости получены на основании экспериментальных данных и поэтому хорошо сходятся с практическими измерениями.

1. Расчет эквивалентного уровня звука поездов

В работах [1] и [2] предложено выражение для расчёта уровня звукового давления для обычного поезда. Оно основано на модели акустического диполя и имеет вид:

$$L = L_G + 10 \lg \left(\frac{A}{4N} \right) - 20 \lg \left(\frac{l_C}{26.4} \right) + C_s \lg \left(\frac{U_0}{120} \right), \quad (1)$$

где A – среднее значение осей на вагон, N – число вагонов, l_C – длина вагона (м), U_0 – скорость поезда (км/ч), C_s – множитель при скоростном члене, L_G – член, описывающий геометрическое затухание.

L_G может быть вычислен интегрированием по непрерывной области распространения акустических диполей и даётся выражением

$$L_G = 10 \lg [2\beta \cdot \arctan \beta + \beta \cdot \sin(2 \arctan \beta)] + 83, \quad (2)$$

$$\beta = \frac{l}{2d}$$

где d – расстояние от края путей (м), l – длина поезда (м).

Множитель при скоростном члене приблизительно равен 30-40 для большинства европейских пассажирских поездов, 20 – для японских высокоскоростных, что доказывает зависимость звука от скорости поезда [3] и [4].

При рассмотрении поезда в виде множества точечных источников шума средняя величина квадрата звукового давления вычисляется по формуле

$$p^2 = \frac{A \rho c W}{\pi D l_v^2 N} \operatorname{arctg} \frac{1}{2D}, \quad (3)$$

где $D = dl_v$, d – расстояние между наблюдателем и источником шума, м;

N – число одинаковых вагонов;

A – число осей (пар колёс) у вагона,

l_v – длина вагона, м,

W – мощность, излучаемая линейным источником шума длиной l_v (Вт).

Шум от контакта колеса с рельсом моделируется точечным источником. Все точечные источники лежат на одной линии, поэтому поезд моделируют линейным источником, состоящим из множества некогерентных точечных. Тогда уровень звукового давления L , отнесённый на $2 \cdot 10^{-5}$ Па, вычисляется по формуле

$$L = 10 \lg \frac{W}{10^{-12}} + 10 \lg \left(\frac{1}{D} \arctan \frac{1}{2D} \right) - 20 \lg l_v + 10 \lg \frac{A}{N} - 5 \text{ дБ}, \quad (4)$$

Предлагаемая модель распространения звука позволяет оценить уровень звука с точностью 95% (погрешность в пределах 5 дБ) по методу определения уровня шума $L = \bar{L} + k\sigma$ (испытания проводили в свободном акустическом поле).

Если вместо W использовать экспериментальные данные, соответствующие по ГОСТ 20444-85 [4] значениям уровня звука на расстоянии 25 м от колеи пути, то формула может быть записана в виде

$$L = L_{25} - 10 \lg \left(\frac{\arctg(l_v / 50)}{25} \right) + 10 \lg \left(\frac{\arctg(l_v / 2r)}{r} \right) \quad (5)$$

Математическое моделирование распространения звуковых волн включает в себя совместное рассмотрение уравнения движения, состояния и непрерывности. Как правило, задача сводится к дифференциальному уравнению в частных производных – уравнению распространения звуковой волны.

В этой работе приняты следующие допущения:

- высота источника шума над землёй – 1 м;
- цилиндрическая форма суммарного фронта звуковой волны.

Известное уравнение распространения звуковых волн сводится к уравнению распространения квазицилиндрических волн, т.е. таких волн, уровень звукового давления в которых снижается на каждое удвоение расстояния в пределах от 3 до 6 дБ. Решение волнового уравнения для таких волн представлено в формуле (6):

$$p(r, t) = \frac{2}{l} \Gamma \left(\frac{n+1}{2} \right) r^{\frac{1-n}{2}} \sum_{x=1}^{+\infty} \left(\frac{\tau\pi}{2cl} \right)^{\frac{1-n}{2}} J_{\frac{n-1}{2}} \left(\frac{\tau\pi}{cl} r \right) \left(\int_0^l f(t) \sin \frac{\tau\pi}{l} t dt \right) \sin \frac{\tau\pi}{l} t \quad (6)$$

где Γ – гамма-функция;

$J_{\frac{n-1}{2}}$ – функция Бесселя полуцелого порядка;

c – скорость распространения звука, м/с;

$r \in [0; +\infty)$ – расстояние до транспортного потока, м;

$t \in [0; +\infty)$ – время излучения звука, с;

l – полупериод функции, задающей звуковое давление $p(r, t)$ на поверхности источника в любой момент времени t .

$1 \leq n \leq 2$, при этом при $n = 1$ получаются цилиндрические волны, при $n = 2$ сферические.

После упрощения и перехода от звукового давления к уровням звукового давления выражение для уровня звукового давления квазицилиндрической волны:

$$L(r) = L(r_0) + 10(n-1) \lg \frac{r_0}{r} + 20 \lg \left| \frac{J_{\frac{n-1}{2}} \left(\frac{\omega}{c} r \right)}{J_{\frac{n-1}{2}} \left(\frac{\omega}{c} r_0 \right)} \right| \quad (7)$$

Отмечается, что данная формула дает строгую физическую картину дефинированной квазицилиндрической волны при соответствующих условиях.

В работе [5] при моделировании распространения шума учтено геометрическое расхождение и эффект влияния земли. Получено выражение для уровня звукового воздействия, определяемого в виде $L_{AE} = 10 \lg \frac{E}{p_0^2 t_0}$, где $p_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ Па, $t_0 = 1$ с. Звуковое воздействие для поездов,двигающихся с постоянной скоростью v вдоль оси Ox на расстоянии d от оси, вычисляется по формуле

$$E = \frac{dl}{Vl_0} \int_{-\frac{\pi}{2}}^{+\frac{\pi}{2}} \frac{p_A^2(\Phi)}{\cos^2 \Phi} d\Phi, \quad (8)$$

где $\Phi = \arctg \frac{Vt}{d}$

Формула для расчета уровня звукового давления:

$$L_p = L_{WA} - 10 \lg d - 8 + 10 \lg \left(2 \arctg \frac{l}{2d} \right), \quad (9)$$

где L_{WA} – удельная скорректированная звуковая мощность, Вт/м;

d – расстояние от источника звука до расчетной точки, м.

В результате выражение для максимального уровня звука на расстоянии $d = 25$ м:

$$L_{pAmax,25} = L_{WA} + 10 \lg \left(\arctg \frac{l}{50} \right) - 19, \quad (10)$$

Принимая скорость движения линейного источника v , км/ч, для эквивалентной скорректированной интенсивности звука в течение интервала наблюдения $T = l/v$, с, равного времени прохождения источника мимо точки наблюдения, удаленной от источника на расстояние d , м [6], получаем выражение:

$$I_{Aeq} = \frac{v}{l} \int_0^{l/v} \int_0^l \frac{W_A}{2\pi((x-vt)^2 + d^2)} dx dt = \frac{W_A}{\pi d} \left(\frac{l}{d} \arctg \frac{l}{d} - \frac{1}{2} \ln \left(\left(\frac{l}{d} \right)^2 + 1 \right) \right), \quad (11)$$

В результате для эквивалентного уровня звука на расстоянии $d = 25$ м от источника получаем [7]:

$$L_{pAeq,25} = 10 \lg W_A + 10 \lg \left(\arctg \frac{l}{25} - \frac{12,5}{l} \ln \left(\left(\frac{l}{25} \right)^2 + 1 \right) \right) - 19 \quad (12)$$

Основным источником шума поездов, движущихся со скоростью менее 250 км/ч, является шум качения, порождаемый соударениями колесо-рельс. На значение удельной звуковой мощности W_A в этом случае влияют следующие параметры [8]:

- скорость движения поезда v ,
- инерционные характеристики колеса, жесткостные и поглощающие характеристики колеса и рельса,
- шероховатость рельса [9] и другие.

Предполагая зависимость от скорости v доминирующей, аппроксимируем удельную звуковую мощность W_A регрессионным уравнением:

$$L_{WA} = a \lg v + b \quad (13)$$

Подставляя соотношение (5) в расчетные формулы для шумовых характеристик (2) и (4) и включая значение свободного члена в значение введенных параметров b_1 и b_2 , получаем следующие выражения:

$$L_{pAmax,25} = a_1 \lg v + b_1 + 10 \lg \left(\arctg \frac{l}{50} \right), \quad (14)$$

$$L_{pAeq,25} = a_2 \lg v + b_2 + 10 \lg \left(\operatorname{arctg} \frac{l}{25} - \frac{12,5}{l} \ln \left(\left(\frac{l}{25} \right)^2 + 1 \right) \right), \quad (15)$$

где - a_1, a_2, b_1, b_2 - параметры, подлежащие определению.

Формулы (16) – (19) получены по расчетам линейной регрессии для результатов измерений шума при прохождении большого числа (больше ста) пассажирских поездов длиной от 175 м до 500 м, грузовых поездов длиной от 506 м до 1188 м, более 150 электропоездов длиной от 176 м до 264 м и 37 высокоскоростных поездов длиной 250 м.

Звуковые сигналы применяют на железнодорожном транспорте только в случае необходимости предотвращения аварийной ситуации, поэтому учитывать данный источник для расчета эквивалентного уровня звука нецелесообразно.

Эквивалентный уровень звука L'_{Aeq25} , создаваемый отдельными поездами i -ой категории (1-пассажирские, 2-грузовые, 3-моторвагонные, 4-скоростные поезда) на расстоянии 25 м от оси ближнего магистрального железнодорожного пути, рассчитывают по формулам (рис. 1)

для пассажирских поездов (категория 1)

$$L_{Aeq25}^1 = 25,3 \lg v_1 + 10 \lg \left\{ \operatorname{arctg} \left(\frac{l_1}{25} \right) \right\} + 33,3 \quad (16)$$

для грузовых поездов (категория 2)

$$L_{Aeq25}^2 = 20,4 \lg v_2 + 10 \lg \left\{ \operatorname{arctg} \left(\frac{l_2}{25} \right) \right\} + 46 \quad (17)$$

для моторвагонных электропоездов (категория 3)

$$L_{Aeq25}^3 = 28,9 \lg v_3 + 10 \lg \left\{ \operatorname{arctg} \left(\frac{l_3}{25} \right) \right\} + 28 \quad (18)$$

для высокоскоростных поездов (категория 4)

$$L_{Aeq25}^4 = 41,1 \lg v_4 + 10 \lg \left\{ \operatorname{arctg} \left(\frac{l_4}{25} \right) \right\} - 12,3 \quad (19)$$

где v_i – скорость движения поезда i -ой категории, км/ч;

l_i – длина поезда i -ой категории, м;

$i = 1, 2, 3, 4$.

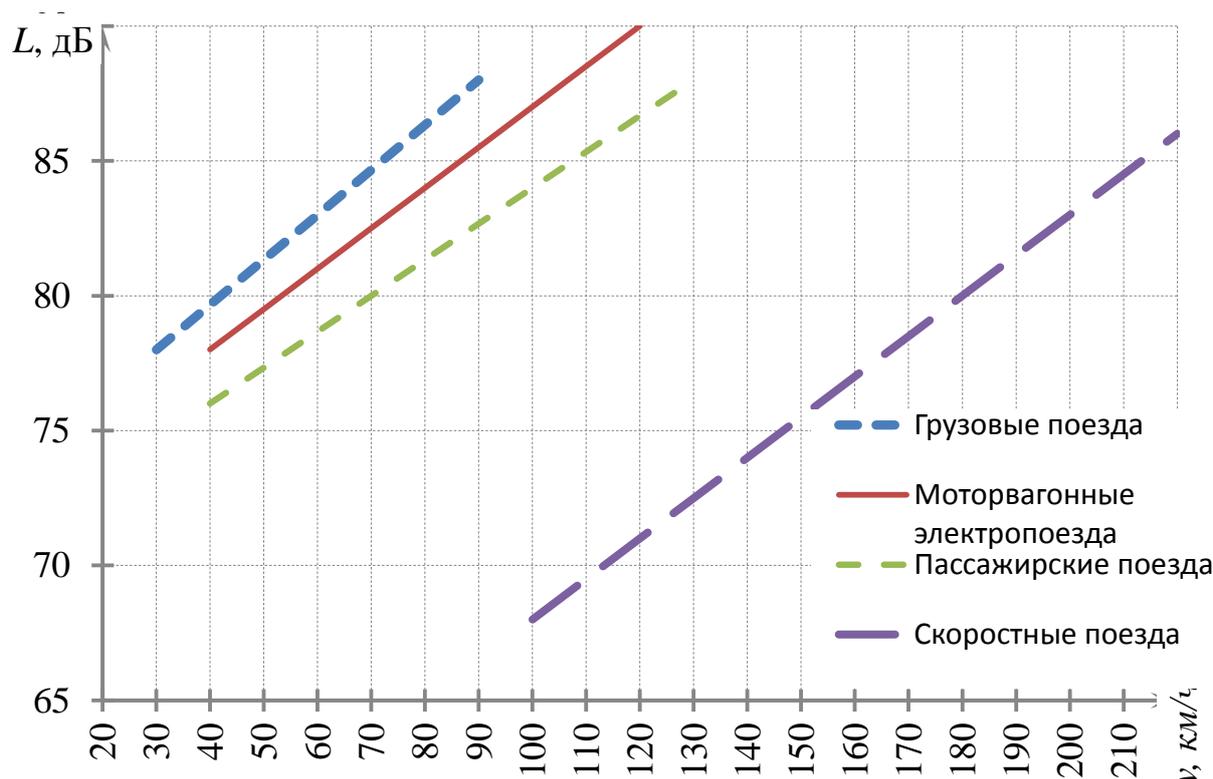


Рис. 1. Зависимость внешнего шума поезда (эквивалентного уровня) i -й категории от скорости

Коэффициент корреляции, показывающий меру линейной зависимости между значениями:

$$y_j = L_{Aeq25j}^i - 10 \lg \left(\frac{\arctg\left(\frac{l_j}{25}\right)}{(25\pi)} \right), \quad (19.2)$$

$x_j = 10 \cdot \lg v_j$ и $j = 1, \dots, n_i$ (n_i – указанное выше число испытанных поездов i -ой категории), составил для пассажирских поездов 0,78, для грузовых поездов 0,74, для электропоездов 0,71, для высокоскоростных поездов 0,98. Зависимость от длины поезда получена аналитически для модели поезда в виде линейного источника длиной l с равномерным распределением вдоль m синфазных точечных источников одинаковой производительности.

Для учета характера пути и движения поезда с переменной скоростью к рассчитанным по формулам (16) – (19) значениям L_{Aeq25}^i прибавляют следующие коррекции:

$\Delta L_{\text{путь}}$ – коррекция на тип пути, наличие стыков и стрелок, дБА;

$\Delta L_{\text{кр}}$ – коррекция при наличии кривых участков пути, дБА;

ΔL_y – коррекция на ускорение, дБА;

ΔL_m – коррекция на торможение, дБА;

$\Delta L_{\text{мост}}$ – коррекция при прохождении поезда по мосту, дБА.

Часовой эквивалентный уровень звука $L_{Aeq,1h,k}^i$ потока поездов i -ой категории, прошедших по рассматриваемому участку пути в течение k -го часа, рассчитывают по формуле:

$$L_{Aeq,1h,k}^i = 10 \lg \frac{1}{3600} \sum_{j=1}^{n_i} t_{jk} 10^{0,1L_{Aeq,25,jk}^i} \quad (20)$$

где $L_{Aeq,jk}^i$ – эквивалентный уровень звука, дБА, создаваемый на расстоянии 25 м от оси ближнего магистрального железнодорожного пути j -м поездом i -ой категории, проходящим в течение k -го часа;

n_i – число поездов i -ой категории, проходящих по рассматриваемому участку пути, в течение k -го часа;

t_{jk} – время следования каждого поезда по рассматриваемому участку пути в течение k -го часа, с.

Часовой эквивалентный уровень звука $L_{Aeq,25,1h,k}$, создаваемый на расстоянии 25 м от оси ближнего магистрального железнодорожного пути потоками поездов железнодорожного транспорта всех категорий, прошедших по рассматриваемому участку пути в течение k -го часа, определяется по формуле:

$$L_{Aeq,25,1h,k} = 10 \lg \sum_{i=1}^n 10^{0,1L_{Aeq,25,1h,k}^i} \quad (21)$$

Эквивалентный уровень звука $L_{Aeq,25,k}$ за время оценки (16 ч днем и 8 ч ночью) рассчитывают по формуле:

$$L_{Aeq,25,k} = 10 \lg \frac{1}{T_k} \sum_{l=1}^{n_k} t_k 10^{0,1L_{Aeq,25,1h,k}^l}, \quad (22)$$

где T_k – время оценки, ч, принимаемое равным 16 ч ($n_k = 16$) для дня и 8 ч ($n_k = 8$) для ночи;

$t_k = 1$ ч.

2. Расчет максимального уровня звука

В качестве модели источника звука, создающего максимальные уровни шума поезда, принимаем точечный источник, расположенный в месте возникновения сигналов, поскольку практика измерений показывает, что максимальные уровни не накапливаются, а имеют мгновенные значения.

Зависимость от длины поезда получена аналитически для модели поезда в виде линейного источника длиной l с равномерным распределением вдоль m синфазных точечных источников одинаковой производительности.

В приведенных зависимостях учтена частотная коррекция А уровня звукового давления на частоте сигнала 500 Гц, равная минус 3,2 дБ, и снижение уровня звукового давления с расстоянием, равное минус 14 дБ.

Максимальный уровень звука $L_{Amax,25}^i$, создаваемый поездами различных категорий на расстоянии 25 м от оси ближнего пути, рассчитывают по формулам (рис. 2):

– для пассажирских поездов (категория 1)

$$L_{Amax,25}^1 = 24 \lg v_1 + 42,6 \quad (23)$$

– для грузовых поездов (категория 2)

$$L_{Amax,25}^2 = 15 \lg v_2 + 61,7 \quad (24)$$

– для электропоездов (категория 3)

$$L_{A_{\max 25}}^3 = 27,1 \lg v_3 + 37,2 \quad (25)$$

– для высокоскоростных поездов (категория 4)

$$L_{A_{\max 25}}^4 = 45,1 \lg v_4 - 17,8 \quad (26)$$

где v_i – скорость движения поезда i -ой категории, км/ч;
 $i = 1,2,3,4$.

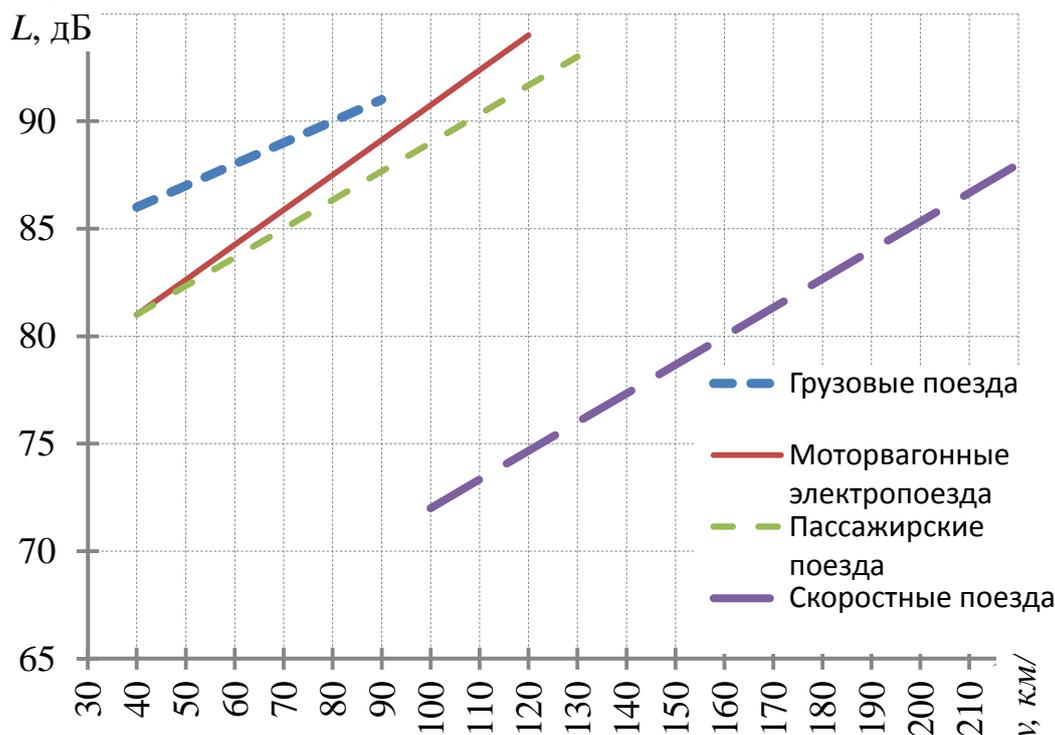


Рис. 2 Зависимость максимального уровня звука от скорости поезда i -й категории

В случае если расчетные значения максимального уровня звука $L_{A_{\max 25,k}}$ больше значений эквивалентного уровня звука $L_{A_{eq 25,k}}$ более чем на 15 дБА, значения максимальных уровней принимаем, как $L_{A_{\max 25,k}} = L_{A_{eq 25,k}} + 15$.

За максимальный уровень звука потока поездов, следующего по рассматриваемому участку пути, за время оценки (16 ч днем и 8 ч ночью) принимают наибольшее из средних максимальных уровней, рассчитанных по формуле:

$$\bar{L}_{RA_{\max 25}}^{pd,i} = 10 \lg \left(\frac{1}{n_i^k} \sum_{j=1}^{n_i^k} 10^{L_{A_{\max j}}^{k,i} / 10} \right), \quad pd = \text{день, ночь}, \quad (27)$$

где $L_{A_{\max j}}^k$ – максимальный уровень звука (дБА), рассчитанный по формулам (23)

- (26) при проходе j -го поезда i -й категории в pd -м интервале оценки (день, ночь);

n_i^k – число проходов поездов i -го типа, в pd -м интервале оценки, для измерений.

$$L_{Amax\ 25,k} = \max_i \left\{ L_{Amax\ 25}^{k,i} \right\} \quad (28)$$

3. Расчет эквивалентных уровней звукового давления в октавных полосах частот

Эквивалентные уровни звукового давления L_{eq25}^i , дБ, в октавных полосах частот на расстоянии 25 м от оси ближнего магистрального железнодорожного пути для поездов i -ой категории ($i = 1, 2, 3, 4$) определяют путем сложения соответствующего эквивалентного уровня звука L_{Aeq25}^i , дБА, рассчитанного, как в подразделе 1, со значениями относительных спектров, приведенными в таб. 1 (рис. 3).

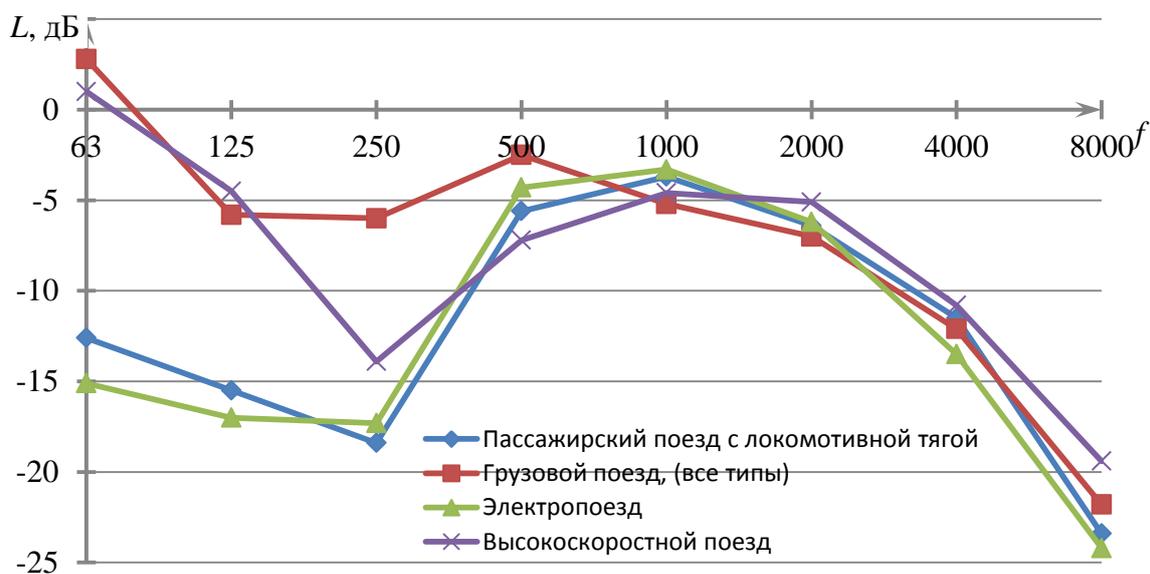


Рис.3. Относительные спектры шума для поездов i -й категории

Таблица 1

Относительные спектры шума железнодорожного транспорта

Источник шума	Относительная частотная характеристика, дБ, при среднегеометрических частотах октавной полосы, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Пассажирский поезд с локомотивной тягой	12,6	15,5	18,4	5,6	3,7	6,4	11,5	23,4
Грузовой поезд, (все типы)	2,8	5,8	6,0	2,5	5,2	7,0	12,1	21,8
Электропоезд	15,1	17,0	17,3	4,3	3,3	6,2	13,5	24,2
Высокоскоростной поезд	1,0	4,5	13,9	7,2	4,6	5,1	10,8	19,4

Часовые эквивалентные октавные уровни звукового давления $L_{eq25,1h}$ потоков железнодорожного транспорта и эквивалентные уровни звукового давления $L_{eq25,k}$ за время оценки рассчитываются соответственно по формулам (20) - (22) с заменой в них эквивалентных уровней звука на соответствующие уровни звукового давления.

4. Корректирующие коэффициенты, учитываемые при расчетах

Коррекцию на тип пути, наличие стыков и стрелок

Коррекцию на тип пути, наличие стыков и стрелок определяют по формуле:

$$\Delta L_{\text{путь}} = \Delta L_{\text{п}} - 10 \cdot \lg(1 - f), \quad (29)$$

где $\Delta L_{\text{п}}$ – коррекция на тип пути, принимаемая по табл. 2;

f – параметр, учитывающий наличие стыков и стрелок, определяемый по табл. 3.

Таблица 2

Коррекции на тип пути

Тип пути	Коррекция $\Delta L_{\text{п}}$, дБА
Путь с бетонными шпалами	0
Путь с деревянными шпалами	минус 2
Путь на бетонных плитах	3

Таблица 3

Параметр, учитывающий наличие стыков и стрелок

Конструкция пути	f
Путь без стыков, стрелок и пересечений	0
Путь со стыками, одиночная стрелка	1/30
2 стрелки на 100 м	6/100
Более 2 стрелок на 100 м	8/100

Коррекция при прохождении кривых участков пути

Коррекцию на прохождение кривых участков пути $\Delta L_{\text{кр}}$ следует принимать в зависимости от радиуса кривизны проходимого участка:

- на кривых участках пути с радиусом от 500 м $\Delta L_{\text{кр}} = 0$ дБА;
- на кривых участках пути с радиусом от 300 до 500 м $\Delta L_{\text{кр}} = 3$ дБА;
- на кривых участках пути с радиусом менее 300 м $\Delta L_{\text{кр}} = 8$ дБА.

Корректирующие коэффициенты на торможение и тип мостов

На участках, где происходит торможение, коррекция $\Delta L_{\text{т}}$, определяется по табл. 4 в зависимости от категории поезда.

Таблица 4

Коррекция при торможении поезда

Категория поезда	Коррекция при торможении $\Delta L_{\text{т}}$, дБА
Пассажирский поезд с локомотивной тягой (категория 1)	10
Грузовой поезд (категория 2)	12
Моторвагонный электропоезд (категория 3)	10
Высокоскоростной поезд (категория 4)	0

При проходе по мосту уровни шума, генерируемые поездом, выше, чем при проходе по обычному пути. Увеличение уровня шума зависит от типа моста и пути.

Коррекцию $\Delta L_{\text{мост}}$ при прохождении поезда по мосту принимаем на основе эмпирических поправок по таблице 5.

Таблица 5

Коррекция на тип моста

Тип моста	Коррекция, дБА
Стальной мост	10
Стальной мост с балластным слоем	5
Бетонный мост с балластным слоем и подбалластным матом	0

Заключение

Поскольку полученные зависимости были получены на основании экспериментальных данных в результате обработки характеристик шума большого количества поездов (более 1000), то полученные зависимости имеют хорошее приближение к реальным экспериментальным значениям.

Таким образом, получаем расчётные зависимости пригодные для расчёта внешнего шума поездов в расчётной точке в виде зависимостей для эквивалентного уровня звука, для максимального уровня звука, а так же для уровней звукового давления. Для уточнения расчётных характеристик на особенности пути (стыки, стрелки, радиусы, торможение и т.п.) вводятся корректирующие поправки, полученные экспериментальным путём. Результаты данной работы были использованы при подготовке ГОСТ Р 54933 Шум. Методы расчета уровней внешнего шума, излучаемого железнодорожным транспортом.

Список литературы

1. Peters, S. The prediction of railway noise profiles. – J. Sound Vib., 32, p. 87-99 (1974)
2. Cato, D.H. Prediction of environmental noise from fast electric trains. – J. Sound Vib., 46, p. 483-500 (1976).
3. Peters, S., Hemsworth, N. and Woodward, B. Noise radiation by a railway rail. – J. Sound Vib., 35, p. 146-150 (1974)
4. ГОСТ 20444-85. Шум. Транспортные потоки. Методы измерения шумовой характеристики. М.: Изд-во стандартов, 1994. – 20с.
5. Makarewicz, R., Koga, J.-I. and Tonda, S. Ground Effects on Railway Bridge Noise. – J. Acoust. Soc. Jpn. (E), 20, 4 (1999).
6. Иванов Н.И., Куклин Д.А., Матвеев П.В., Олейников А.Ю. Снижение шума подвижного состава железнодорожного транспорта в источнике образования на пути распространения // Защита от повышенного шума и вибрации: доклады V Всероссийской научно-практической конференции с международным участием (Россия, Санкт-Петербург, 18-20 марта 2015 г.) / под ред. Н.И. Иванова — Санкт-Петербург : Изд-во «Айсинг», 2015 С.125-144
7. Tsukernikov I.E. and Hass R. (born Karle). Equations of Linear Regression of Noise Characteristics of Passenger Trains/ Proceedings of Forum Acusticum 2011/ Aalborg, Denmark, European Acoustics Association – EAA, 2011. p. 2749-2753
8. Noise and vibration from high-speed trains. Ed. By V.V.Krylov. Department of Civil and Engineering Nottingham Trent University, published by Thomas Telford Publishing. 2001
9. Матвеев П.В., Олейников А.Ю., Кудаев А.В., Куклин Д.А. Повышение качества поверхности рельса для снижения шума качения // Защита от повышенного шума и вибрации: доклады V Всероссийской научно-практической конференции с международным участием (Россия, Санкт-Петербург, 18-20 марта 2015 г.) / под ред. Н.И. Иванова – Санкт-Петербург : Изд-во «Айсинг», 2015 С.638-644

Расчет достаточности звукоизоляции переходной железобетонной плиты строящегося высотного здания «IDEL' Tower» в г. Уфе

Кривцов С.И.¹, Рамазанов Т.А.², Кочанова Е.Ю.^{3*}

¹Ведущий научный сотрудник центра «Стройтехэкспертиза», старший преподаватель кафедры «Строительные конструкции» УГНТУ, Проспект Октября, д. 180, кв. 340, г. Уфа, РФ

²Магистрант кафедры «Строительные конструкции» УГНТУ, ул. Менделеева 193/1, комн. 411, г. Уфа, РФ

³Аспирант кафедры высшей и прикладной математики БГУ, ул. Байкальская, д. 101, г. Уфа, РФ

Аннотация

В статье приведены результаты проведенного акустического расчета переходной железобетонной плиты, разделяющей по вертикали жилую часть (выше 4 этажа) высотного здания от технического этажа (4 этаж), на котором расположен блок вентиляционных камер. Переходная плита предназначена для передачи нагрузки от колонн выше расположенных этажей на колонны нижнего ряда.

Согласно п. 9.14 [1] междуэтажные перекрытия с повышенными требованиями к изоляции воздушного шума ($R_w = 57...62$ дБ), разделяющие жилые и встроенные шумные помещения, следует проектировать, как правило, с использованием монолитного железобетона достаточной толщины. Достаточность звукоизоляции такой конструкции определяют расчетом.

Ключевые слова: строительная акустика, акустический расчет, индекс звукоизоляции воздушного шума, принцип максимальной звукоизоляции.

The adequacy calculation of acoustic isolation of the transitional reinforced concrete slab in construction of high-rise building "Idel Tower" situated in Ufa

Krivtsov S.I.¹, Ramazanov T.A.², Kochanova E.Y.^{3}*

¹Senior Researcher Center "Construction and technical expertise", Senior Lecturer of the Department "Building Structures" USPTU,

Russia, Republic Bashkortostan, Ufa, 180 October Prospect, Apt. 340

²Master of the department "Building construction" USPTU

Russia, Republic Bashkortostan, Ufa, 193 / 1 Mendeleev Street. room 411

³Postgraduate student of the Department of higher and applied mathematics BSU,

Russia, Republic Bashkortostan, Ufa, 101 Baykalskaya Street

Abstract

The article presents the results of acoustic calculation of the transitional reinforced concrete slab which separates the residential section vertically (on the 4th floor above) of high-rise building from the technical level (4th floor), where the block of fan rooms is located. The approach slab is designed to transfer the load from the upstream floors pillar on the columns of the base course.

In accordance with clause 9.14 [1] the inserted floors with high requirements for airborne sound insulation ($R_w = 57...62$ dB), separating residential and built-in noisy areas, as a rule should be designed by means of monolithic reinforced concrete of sufficient thickness. The adequacy of acoustic insulation of such construction is determined by calculation.

Key words: building acoustics, acoustic calculation, the index of airborne sound insulation, the concept of maximum sound insulation.

* E-mail: mokimoto1@yandex.ru (Кривцов С.И.), macro16@yandex.ru (Рамазанов Т.А.), moto8728@mail.ru (Кочанова Е.Ю.)

Переходная плита (плита перекрытия) – массивная армированная железобетонная плоская опорная конструкция, служащая для передачи усилий от железобетонного каркаса жилой части здания (этажи 5-42) на железобетонный каркас части здания, занимаемого общественными и техническими помещениями (этажи минус 3-4). При этом шаг колонн нижней и верхней частей здания не совпадают. Поскольку переходная плита является также разделительным элементом между вентиляционными камерами и жилыми квартирами, необходимо произвести акустический расчет достаточности звукоизоляции переходной плиты для обеспечения уровней шумов в жилых квартирах здания от работающего вентиляционного оборудования, не превышающих нормативных значений.

Исходные данные:

- толщина переходной плиты $h_1 = 1500$ мм;
- объемный вес материала переходной плиты $\rho_1 = 2500$ кг/м³;
- скорость звука в бетоне $c_1 = 3200$ м/с;
- акустическое сопротивление бетона $Z_1 = \rho_1 \times c_1 = 2500 \times 3200 = 8 \times 10^6$ кг/м²·с;
- объемный вес воздуха $\rho_0 = 1,29$ кг/м³;
- скорость звука в воздухе $c_0 = 340$ м/с;
- акустическое сопротивление воздуха $Z_0 = \rho_0 \times c_0 = 1,29 \times 340 = 438,6$ кг/м²·с;
- нормативный уровень звука в жилой комнате квартиры [1]:
 - в дневное время (7⁰⁰ – 23⁰⁰) 40 дБА;
 - в ночное время (23⁰⁰ – 7⁰⁰) 30 дБА;
- уровни звуковой мощности вентиляционного оборудования на 4 этаже, приведенные в таблице.

Таблица 1

Уровни звуковой мощности вентиляционного оборудования на 4 этаже

Наименование помещения	Вентиляционное оборудование		Уровень звуковой мощности отдельного оборудования, дБА	Уровень суммарной звуковой мощности в помещении, дБА
	Шифр по проекту	Марка по каталогу		
Приточно-вытяжная вентиляция жилых помещений	ПВ1-2А	DV Compact 60	63	66
	ПВ2-2А	DV Compact 60	63	
Противодымная приточная вентиляция	ПД1-2А	ВРАН9-112-ПД	98	101
	ПД2-2А	ВРАН9-112-ПД	98	
	ПД3-2А	ОСА-501-071	83	
	ПД4-2А	TLP-200/5	53	
	ПД5-2А	ОСА-501-071	83	
Противодымная вытяжная вентиляция	ДУ5-28	ВРАН9-90-ДУ	90	90
Приточно-вытяжная вентиляция общественных помещений	П23-2В	DV Compact 15	53	69
	П21-2В	ТА 2000 HW	63	
	П22В31-2В	Topvex FR03	65	
	П20В30-2В	Topvex FR06	64	

Взаимное влияние друг на друга звуковой мощности вентиляционного оборудования соседних помещений определяется звукоизолирующей способностью кирпичных перегородок, разделяющих венткамеры. Звукоизоляция кирпичных перегородок между венткамерами, равная 49дБ, исключает влияние (усиление) шума смежных помещений.

Частотная характеристика изоляции воздушного шума однослойной плоской ограждающей конструкцией сплошного сечения с поверхностной плотностью от 100 до 800 кг/м² из бетона, железобетона, кирпича и тому подобных материалов определяется согласно п. 3.2 [2]. Переходная плита имеет поверхностную плотность

$$m = \rho_1 \cdot h_1 = 2500 \cdot 1,5 = 3750 \text{ кг/м}^2 \quad (1)$$

гораздо большую, чем поверхностная плотность ограждающих конструкций, обычно применяемых в строительстве. Поэтому, для расчета плиты авторы применили принцип максимальности звукоизоляции [3]:

$$R_{\max} = 20 \lg(Z_1 / Z_2) - 6 = 20 \lg(8 \cdot 10^6 / 438,6) - 6 = 79 \text{ дБ} \quad (2)$$

По табл. 5.1 [3] определяется максимальная толщина бетонной плиты, обеспечивающая максимально возможную звукоизоляцию $h_{\max} = 783$ мм. При увеличении толщины бетонной плиты, звукоизоляция не увеличивается, оставаясь величиной постоянной. Таким образом, звукоизоляция воздушного шума переходной плитой толщиной равной 1500 мм остается неизменной и составляет 79 дБ.

Требуемую изоляцию воздушного шума $R_{\text{тр}}$, дБ, ограждающей конструкции, через которую проникает шум, следует определять при распространении шума в жилое помещение, защищаемое от шума, из смежного помещения с источниками шума (венткамера) по п.1.4 [2]:

$$R_{\text{тр}} = L_{A\text{ш}} - 10 \lg B_{\text{и}} + 10 \lg S - 10 \lg k - L_{A\text{доп}}, \quad (3)$$

где $L_{A\text{ш}}$ – уровень звука в помещении с источником шума, дБА, $L_{A\text{ш}} = 101$ дБА; $B_{\text{и}}$ – акустическая постоянная изолируемого помещения, м²; S – площадь разделяющего ограждения (переходной плиты) между жилой комнатой на 5 этаже и наиболее шумной венткамерой (101дБА), м², $S = 15,1$ м²; $L_{A\text{доп}}$ – допустимый уровень звука в жилой комнате в ночное время, дБА, $L_{A\text{доп}} = 30$ дБА; k – коэффициент, учитывающий нарушение диффузности звукового поля, принимается по табл. 3 [2] в зависимости от среднего коэффициента звукопоглощения $\alpha_{\text{ср}}$ в изолируемом помещении, $k = 1,25$.

Акустическая постоянная изолируемого помещения:

$$B_{\text{и}} = A / 1 - \alpha_{\text{ср}} \quad (4)$$

где A – эквивалентная площадь звукопоглощения помещения, м²; $\alpha_{\text{ср}}$ – средний коэффициент звукопоглощения помещения (для оштукатуренных и бетонных поверхностей $\alpha_{\text{ср}} \leq 0,02$).

Параметр A вычисляется:

$$A = 0,163V / T \quad (5)$$

где T – время реверберации малых помещения, и определяется по графику рисунка [4].

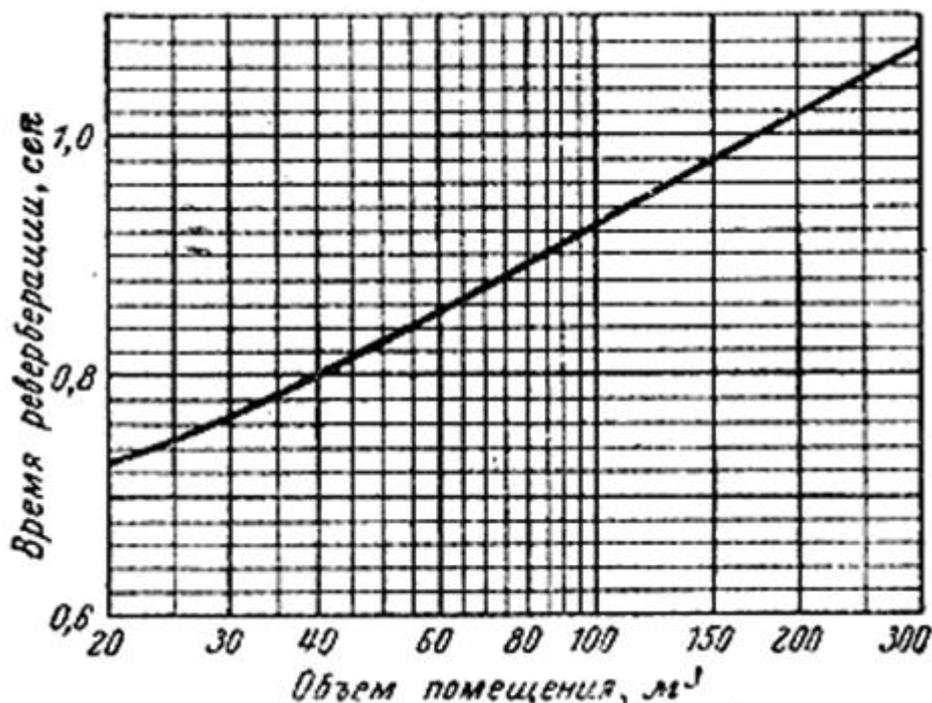


Рис 1. График зависимости времени реверберации от объема помещения

Тогда:

$$V = S \cdot H = 15,1 \cdot 3,0 = 45,3 \text{ м}^3;$$

$$T = 0,81 \text{ с};$$

$$A = 0,163 \cdot 45,3 / 0,81 = 9,12 \text{ м}^2;$$

$$B_{\text{и}} = A / 1 - \alpha_{\text{ср}} = 9,12 / 1 - 0,02 = 9,3 \text{ м}^2.$$

И требуемая изоляция воздушного шума по формуле (3) составит:

$$R_{\text{тп}} = 101 - 10\lg 9,3 + 10\lg 15,1 - 10\lg 1,25 - 30 = 72,1 < R_{\text{max}} = 79 \text{ дБ}.$$

Заключение

Проведенные авторами расчеты свидетельствуют о том, что требование по звукоизоляции переходной плитой выполняется. Шумовые характеристики в жилой комнате, расположенной над наиболее шумным помещением (противодымная приточная вентиляция), не превышают нормативных значений как в дневное, так и в ночное время суток.

Список литературы

1. СП 51.13330.2011. Свод правил. СП 51.13330.2011. Защита от шума. Актуализированная редакция. СНиП 23-03-2003. – Введ. 2011-05-20. – М.: Минрегион России, 2011. – 42 с.
2. СП 23-103-2003. Свод правил по проектированию и строительству. Проектирование звукоизоляции ограждающих конструкций жилых и общественных зданий. – Введ. 2003.12.25. – М.: Госстрой России, 2003. – 30 с.

3. И.И.Боголепов. Строительная акустика – СПб.: Издательство политехнического университета, 2006. – 323 с.
4. М.М.Эфрусси. Громкоговорители и их применение, М., Энергия, 1971.

References

1. SP 51.13330.2011. Set of rules. SP 51.13330.2011. Noise protection. The updated edition. SNIP23-03-2003. - Enter. 2011-05-20. - М.: Ministry of Regional Development of Russia, 2011 – 42 p.
2. SP 23-103-2003. Code of practice for design and construction. Designing acoustic walling residential and public buildings. - Enter. 2003.12.25. - М.: State Construction Committee of Russia, 2003 – 30 p.
3. I.I.Bogolepov. Building acoustics - St. Petersburg.: Publisher Polytechnic University, 2006. – 323 p.
4. M.M.Efrussi. Loudspeakers and their applications, М., Energy, 1971.

Обоснование выбора статистической теории для расчета ожидаемой шумности транспортных машин

Гришина С. Ю.^{1*}, Иванов Н. И.², Курцев Г. М.³

¹Студентка, Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. д. Ф. Устинова, Россия, г. Санкт-Петербург

²Профессор, Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. д. Ф. Устинова, Россия, г. Санкт-Петербург

³Профессор, Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. д. Ф. Устинова, Россия, г. Санкт-Петербург

Аннотация

В данной статье рассматриваются три теории акустики. Цель данной статьи – обоснование теорий, чтобы в дальнейшем была возможность выбрать теорию, необходимую для расчета ожидаемой шумности в кабине транспортных машин. Отражены основные положения для расчета по всем трем теориям. В статье приведены допущения конкретной теории, по которым можно рассчитать акустическое поле в кабине строительно-дорожной техники. На основе анализа полученных данных установлено, что ожидаемую шумность в кабине строительно-дорожной техники необходимо рассчитывать на основе статистической теории с её допущениями.

Ключевые слова: шум, кабина, акустическое поле, строительно-дорожные машины, ожидаемая шумность.

Substantiation of the choice of the statistical theory for calculating of the expected noise of transport vehicles

Sofia Grishina^{1}, Nickolay Ivanov², Gennadiy Kurzev³*

¹*Student, Baltic State Technical University «VOENMEH» named after D.F. Ustinov, Saint-Petersburg, Russia*

²*Professor, Baltic State Technical University «VOENMEH» named after D.F. Ustinov, Saint-Petersburg, Russia*

³*Professor, Baltic State Technical University «VOENMEH» named after D.F. Ustinov, Saint-Petersburg, Russia*

Abstract

This article discusses three theories of acoustics. The purpose of this article is the substantiation of the choice of the statistical theory for calculating of the expected noise in the cabin of transport vehicles. The article describes the main regulations for the calculation of all three theories. The article presents the suppositions of a particular theory for calculating the acoustic field in the cabin of the construction vehicle. After analysis of the data authors offer to use the statistical theory with some of the suppositions for calculating expected noise level in the cabin of the construction vehicle.

Key words: *noise, cabin, acoustic field, construction vehicles, the expected noise.*

Введение

Для расчета ожидаемой шумности в кабине транспортных машин необходимо составить аналитическую модель. В свою очередь, эта модель должна быть построена на определенной теории акустики. В акустике для расчета ожидаемой шумности используются три теории: волновая, геометрическая и статистическая. Для определения необходимой для расчета ожидаемой шумности на транспортных машинах теории, основы теорий будут описаны и даны допущения к необходимой теории.

*E-mail:gsy62@mail.ru (Гришина С.Ю.)

1. Волновая теория

Основы волновой теории были разработаны Дж. У. Рэлеем и развиты в работах Ф. Морзе, Р. Болта, Л. Кремера и др. Волновая теория рассматривает звуковые процессы как строгую физическую задачу с учётом волновой природы звука. При рассмотрении поведения воздушного объёма помещения со звуковым сигналом отметим, что первый ведет себя как сложная колебательная система. Строгий анализ волновых процессов, протекающих в помещении, позволяет понять, как они влияют на акустические свойства помещения. Волновая теория акустики опирается на строгий математический аппарат, который довольно сложен и громоздок.

Упрощенно сущность волновых методов расчетов можно представить следующим образом:

- составляется волновое уравнение, описывающее изменение звукового давления или колебательной скорости в различных точках среды;
- находится общее решение дифференциального уравнения;
- задаются определенные граничные условия, в которые входят геометрия поверхностей и источника и физические условия звукового поля на границе;
- выполняется решение уравнения относительно звукового давления или скорости.

Волновой метод, несмотря на свою строгость, не во всех случаях может дать решение. Так, например, чрезвычайно сложным становится решение волнового уравнения при случайном характере акустического сигнала, с которым и имеют дело в практике шумозащиты.

2. Геометрическая акустика

Геометрическая теория является предельным случаем волновой, она более проста и наглядна. Эта теория оперирует понятием звукового луча. Звуковое поле представляется в виде лучей, построенных по законам оптики. Методы геометрической акустики применимы, если длина звукового луча (l) больше длины звуковой волны (λ), или равна ей, т. е. $l \geq \lambda$. Они достаточно сложны, не универсальны и применяются в основном для средних и высоких частот. С их помощью описываются звуковые поля в протяженных замкнутых объемах, решаются задачи отражения звука от поверхностей.

Например, плотность отраженной звуковой энергии определяется так:

$$E_{отр} = E_{пад}(1 - \alpha_{пов}), \text{ Дж/м}^3 \quad (1)$$

где $E_{пад}$ – плотность падающей энергии, Дж/м³; $\alpha_{пов}$ – коэффициент звукопоглощения отражающей поверхности.

Отметим, что условия диффузности звукового поля в большей степени соблюдаются при расположении источников шума снаружи замкнутого объема. Если источник находится внутри помещения, звуковое поле имеет более сложный характер.

В помещении можно различать прямой звук от источника и отраженный – от ограждающих поверхностей.

Вблизи источника наблюдается спад уровней звукового давления с увеличением расстояния до тех пор, пока отраженный звук не начнет превалировать над прямым.

Учитывая, что геометрическая акустика используется для исследования звуковых полей в несоразмерных помещениях и имеет ряд ограничений, её применение для разработки метода расчета ожидаемой шумности транспортных машин резко ограничено, за исключением метода линейных источников.

3. Статистическая теория

Основы статистической теории акустики были заложены У. Сэбином и развивались Л. Беранеком, Н. И. Ивановым, Е. Я. Юдиным, И. И. Клюкиным, Р. Лайоном и др. Эта теория принципиально отказывается от рассмотрения сложных акустических явлений, допускает определенную идеализацию физических процессов в помещении и полностью отходит от рассмотрения волновой природы звука. Статистическая теория неупорядоченные эргодические процессы основывается на предположении о равновероятном приходе звуковых отраженных волн из любого направления в любую точку помещения. Звуковое поле в помещении идеализировано и рассматривается как изотропное и диффузное. Статистическая теория использует метод энергетического сложения сигналов.

При рассмотрении методами статистической акустики распространяющейся звуковой волны не учитываются мгновенные изменения амплитуды и фаз колебаний, т. е. пренебрегают рассмотрением интерференционной картины звукового поля и координаты точки среды. Одним из основных положений статистической теории является предположение о постоянстве акустической мощности источника в помещении.

Статистическая теория справедлива для помещений, которые характеризуются равномерным распределением звуковой энергии, поэтому она имеет определенные ограничения.

Так как принципы энергетического сложения, положенные в основу статистической теории, позволяют все расчеты свести к логарифмическим, то эта теория является чрезвычайно благоприятной для создания инженерных методов расчета. Поэтому большинство практически применяемых методов расчета ожидаемой шумности основаны на теории статистической акустики, а там, где она не может быть применена – геометрической акустики.

Выше уже отмечалось, что метод статистической акустики имеет ряд ограничений, поэтому основной задачей настоящего рассмотрения является установить возможность применения этих принципов для создания методов расчета ожидаемой шумности для строительно-дорожных машин (далее – СДМ).

Рассмотрим более подробно основные положения статистической теории, и в какой мере эти допущения соответствуют условиям на СДМ.

Основные положения при расчетах ожидаемой шумности:

1. Звуковое поле в помещении диффузное;
2. Импеданс ограждающих поверхностей помещения примерно одинаков;
3. Размеры помещения достаточно велики и как минимум больше длины звуковой волны (λ);
4. Отношение наибольшего размера помещения к наименьшему не превышает $4 \div 5$;
5. Источники звука ненаправленные;
6. Источники звука некогерентны;
7. Акустический сигнал широкополосный;
8. Источники звука ненаправленные и являются точечными источниками сферических звуковых волн.

В первом приближении звуковое поле в замкнутом объеме может рассматриваться как квазидиффузное, если в нем не содержится достаточно большое число собственных колебаний.

По данным ASIM (Американское общество по испытанию материалов) звуковое поле в замкнутом объеме диффузное, если в нем возбуждено не менее 20 собственных

колебаний, а по данным А. С. Никифорова не менее 10 колебаний. Условие Майера для диффузного звукового поля:

$$f_{\text{диф}} \geq 125 \sqrt[3]{\frac{180}{V}}, \text{ Гц} \quad (2)$$

где V – объём помещения, м^3 .

Расчеты по вышеприведенной формуле показывают, что для самых малых объёмов СДМ ($V=3 \text{ м}^3$) значение $f_{\text{диф}}$ составляет $f_{\text{диф}}=500 \text{ Гц}$, а для самых средних объёмов ($V=10 \text{ м}^3$) $f_{\text{диф}} \leq 300 \text{ Гц}$. Таким образом, расчеты ожидаемой шумности СДМ, основанные на статистической теории, могут осуществляться с частоты со среднегеометрическим значением 250 Гц .

Анализ конструкции замкнутых объёмов СДМ (кабин, дизельных помещений и пр.) показывает, что импедансы ограждающих конструкций различаются незначительно, а отношение наибольшего размера к наименьшему не превышает $3 \div 4$.

Анализ взаимного расположения источников на СДМ показывает, что они, как правило, расположены на сравнительно небольших расстояниях друг от друга. Примем, что, если источники звука расположены друг от друга на расстоянии свыше $1/6 \lambda$, то они некогерентны. Наименьшее возможное расстояние между источниками шума на СДМ составляет $0,3-0,5 \text{ м}$. Таким образом, на частотах $f \geq 110-200 \text{ Гц}$ источники звука некогерентны.

Анализ источников, расположенных в помещении (корпус двигателя внутреннего сгорания (далее – ДВС), редуктор, гидромотор, гидронасос и др.) показал, что все источники, как правило, являются ненаправленными источниками.

Вопрос звуковых полей излучателей требует особого рассмотрения. Примем, что на СДМ в ряде случаев имеет место расположение расчетной точки в дальнем звуковом поле излучателя. Это предположение реализуется при условиях:

$$R \geq 2 \frac{l_{\text{max}}^2}{\lambda} \text{ или } R \geq 2l_{\text{max}}, \text{ м} \quad (3)$$

где l_{max} – максимальный размер излучателя, м.

Для абсолютного большинства излучателей звука (редукторы, выхлоп и всасывание ДВС, гидронасосы и пр.) значение l_{max} составляет 1 м , т. е. расчетные точки практически находятся в зоне дальнего звукового поля. Исключение составляет корпус ДВС: некоторые расчетные точки, расположенные на расстоянии менее $1,0 \div 1,5 \text{ м}$, могут попасть в зону ближнего звукового поля в отдельных частотах. В таком случае в расчетах может быть использована поправка на ближнее звуковое поле, полученная Г. Л. Осиповым.

Таким образом, можно утверждать, что статистическая теория может быть использована в качестве теоретической базы для разработки метода расчета ожидаемой шумности на СДМ.

Надежные результаты могут быть получены для шести основных частот нормируемого диапазона, начиная с частоты её среднегеометрического значения 250 Гц .

Таким образом, расчет ожидаемой шумности СДМ производится при следующих предположениях:

- в отдельных случаях излучатели на достаточно близких расстояниях принимаются как излучатели плоских звуковых волн;
- источники звука являются источниками сферических звуковых волн;
- звуковое поле в замкнутых объемах квазидиффузное;
- резонансные явления в замкнутых объемах и других конструкциях СДМ не учитываются;

- источники звука являются источниками некогерентных звуковых сигналов;
- конструкции СДМ приняты идеализированными;
- в расчетах используются эмпирические и полуэмпирические данные;
- ближнее звуковое поле источника в расчетной точке учитывается введением экспериментальной поправки;
- звуковая энергия в расчетной точке может быть получена энергетическим суммированием отдельных составляющих;
- звуковая волна, проходящая вблизи отражающей поверхности, рассматривается как результат действия зеркального мнимого источника, расположенного за отражающей поверхностью на расстоянии, равном расстоянию от излучателя до этой поверхности;
- замкнутый объем характеризуется средним коэффициентом звукопоглощения ($\bar{\alpha}$);
- звуковая мощность одного и того же источника звука при размещении в разных помещениях не меняется.

На более низких частотах, для которых вышеперечисленные условия не соблюдаются, необходимо учитывать резонансные явления, проходящие в замкнутых объемах. Звуковое поле на низких частотах характеризуется интерференционной картиной, т. е. в результате наложения прямых и отраженных звуковых волн образуется стоячая волна. Результаты экспериментов показывают, что неравномерность звукового поля на низких частотах превышает 5-7 дБ. Как показывают данные иных экспериментов, для наибольшего влияния на формирование звукового поля в низкочастотной области оказывает колебание воздушного столба кабины. Эти явления с трудом поддаются расчетам, поэтому они учитываются введением экспериментальных добавок. Для СДМ также получены эмпирические характеристики влияния резонансов в замкнутых объемах (кабинах). Таким образом, расчет ожидаемой шумности по статистической теории может быть выполнен для диапазона частот начиная с 250 Гц. А для частот 63 и 125 Гц необходимо вносить экспериментальные поправки.

Список литературы

1. Иванов Н. И. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: учебник / 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Логос, 2013. – 432с.
2. Иванов Н. И., Никифоров А. С. Основы виброакустики: Учебник для вузов – СПб.: Политехника, 2000. – 482с.: ил.

Оценка уровня шума на рабочем месте. Расчет средств защиты от шума

Татаркина А.А.*

Студентка кафедры «Техносферная безопасность», Муромский институт (филиал) Владимирского государственного университета, г. Муром, Владимирской области, ул. Орловская д. 23, РФ

Аннотация

В работе показана актуальность проблемы борьбы с акустическим загрязнением на рабочем месте мастера металлообрабатывающего производства. Представлен расчет уровня звука, формируемого двумя ненаправленными точечными источниками, полученный результат сопоставлен с действующими санитарными нормами и определен необходимый уровень требуемого снижения шума. Представлен наиболее распространенный метод, применяемый для снижения шума в помещении. Надежным и эффективным методом являются акустические кабины. Описаны этапы выбора конструкции, расчет параметров акустической кабины, выполнен габаритный чертеж предлагаемой акустической кабины. Произведен выбор материалов для звукоизолирующей кабины, которые отвечают современным требованиям. Решены задачи для создания благоприятной акустической обстановки на рабочем месте. Сделаны выводы о проделанной работе.

Ключевые слова: комфортные условия труда, шумозащита, звукоизолирующая кабина.

Assessment of the level of noise in the workplace. Calculation of protection from noise

*Tatarkina A.A.**

Student of the Department "Technosphere safety", Murom Institute (branch) of Vladimir State University, Murom, Vladimir region, st. Orel g. 23, Russian Federation

Abstract

The paper shows the importance of the problem of combating noise pollution in the workplace master production of metal. The calculations of the sound level generated by two non-directional point sources, the result is compared with the current sanitary standards and defined the required level of noise reduction required. The most common method used to reduce the noise in the room. A reliable and efficient method is sound booths. The stages of design choice, the calculation of the parameters of acoustic cabin, made outline drawing proposed acoustic cabin. Produced selection of materials for sound insulation cabins that meet modern requirements. The problems for the creation of a favorable acoustic environment in the workplace. The conclusions of the work done.

Key words: *comfortable conditions for workers, sound insulation, sound insulation cabin.*

Введение

Шум на производстве неблагоприятно действует на организм человека: повышает расход энергии при одинаковой физической нагрузке, ослабляет внимание работающих. Шум оказывает вредное влияние на физическое состояние человека. Установлено, что около 20 % работников, занятые в промышленности РФ в условиях, не отвечающих санитарно-гигиеническим нормативам, более трети из них (6,8 %) подвержены воздействию повышенного уровня шума и вибрации [1].

Металлообработка сегодня не только одно из самых развитых направлений производства, но и одно из наиболее шумных производств. Используемое

*E-mail: tatarkinaalena@gmail.com

оборудование создает на рабочих местах уровни шума, существенно превышающие предельно допустимые величины. Всё это доказывает актуальность данной темы.

Целью работы является снижение уровня звукового давления на рабочем месте мастера в производственном помещении. В связи с этим были поставлены следующие задачи:

- расчет ожидаемых уровней звукового давления в расчетной точке, находящейся в помещении;
- расчет требуемого снижения уровня шума;
- разработка средств снижения акустического загрязнения до нормативных значений.

1 Выбор мероприятий по снижению шума

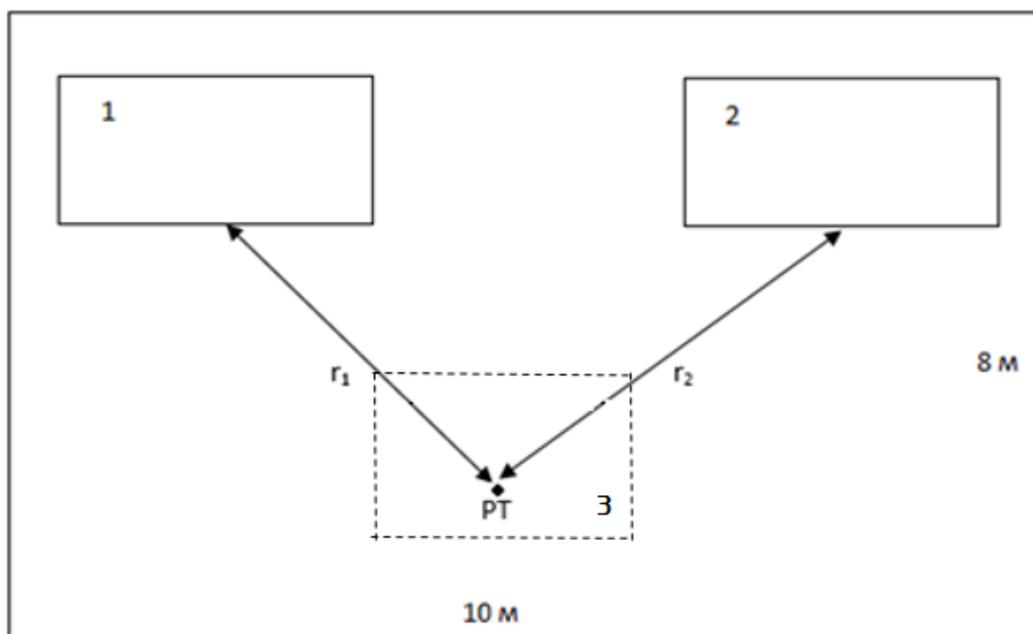
Выбор мероприятий для обеспечения требуемого снижения шума определяется особенностями производства и оборудования, величиной превышения допустимых уровней звукового давления, характером шума и другими факторами [2]. Наибольший эффект по снижению шума на пути распространения звуковой волны с помощью звукоизоляции, экранирования, звукопоглощения, расстояния наблюдается для высокочастотных звуков. Звукоизоляция обеспечивает снижение шума на 25-30 дБ, звукопоглощение – на 6-10дБ, а удвоение расстояния от источника шума до рабочего места уменьшает уровень шума примерно на 6 дБ.

Чтобы уменьшить шум в помещении с источниками его излучения, используются следующие строительно-акустические мероприятия [3]:

- кабины наблюдения, дистанционного управления и специальные боксы для наиболее шумного оборудования;
- звукоизолирующие кожухи, акустические экраны и выгородки;
- вибродемпфирующие покрытия на вибрирующие поверхности;
- звукопоглощающие облицовки потолка и стен или штучные звукопоглотители;
- звукоизолированные кабины и зоны отдыха для обслуживающего персонала.

2 Определение снижения шума при применении звукоизолированной кабины

Определим снижение шума в помещении, где расположено два источника шума с заданными шумовыми характеристиками. Размеры помещения: длина – 10 м, ширина – 8 м; высота – 6 м. При работе испытуемого двигателя максимум измеренных уровней звукового давления находится в диапазоне частот 250- 4000 Гц. Расположение источников шума представлено на рис. 1.



- 1 – автомат для электросварки (оборудование с шумовыми характеристиками L_1),
 2 – станок кругло-шлифовальный (оборудование с шумовыми характеристиками L_2),
 3 – предлагаемая звукоизолированная кабина, r_1 и r_2 – расстояния от РТ до источников шума 1 и 2 соответственно, РТ – расчетная точка (рабочее место мастера)

Рис. 1. Схема помещения с расположением оборудования

Т.к. помещение имеет малый коэффициент звукопоглощения и характеризуется множественным отражением звука от различных поверхностей, а размеры помещения соразмерны (все размеры помещения приблизительно одного порядка) предполагаем, что в данном помещении формируется квазидиффузное звуковое поле [4]. Источники шума – имеющееся оборудование, принимаем за ненаправленный точечный источник.

Определим ожидаемый уровень звукового давления (УЗД) в расчетной точке (РТ), т.е. на рабочем месте мастера, формируемый двумя точечными источниками шума. Октавные уровни звукового давления L , дБ, в РТ соразмерного помещения с несколькими источниками шума определяем по формуле:

$$L = 10 \lg \left(\sum_{i=1}^m \frac{10^{0,1L_i} \chi_i \Phi_i}{2\pi r_i^2} + \frac{4}{kV} \sum_{i=1}^n 10^{0,1L_i} \right), \quad (1)$$

где L_i – октавный уровень звуковой мощности i -го источника, дБ;

m – число источников шума, ближайших к расчетной точке (находящихся на расстоянии $r_i \leq 5 r_{\min}$, где r_{\min} – расстояние от расчетной точки до акустического центра ближайшего источника шума);

n – общее число источников шума в помещении;

k – коэффициент, учитывающий нарушение диффузности звукового поля в помещении;

V – акустическая постоянная помещения, м^2 ;

χ_i – коэффициент, учитывающий влияние ближнего поля для i -го источника;

Φ_i – фактор направленности источника шума (для источников с равномерным излучением $\Phi = 1$) для i -го источника;

r_i – расстояние от акустического центра источника шума до расчетной точки, м (если точное положение акустического центра неизвестно, он принимается совпадающим с геометрическим центром) для i -го источника.

Определяем коэффициент χ в зависимости от величины отношения r/l_{\max} по таблице 2 в [3] $\chi_1 = \chi_2 = 1$.

Определяем B – акустическую постоянную производственного помещения, м^2 , по формуле:

$$B = \frac{A}{1 - \alpha_{\text{ср}}}, \quad (2)$$

где A – эквивалентная площадь звукопоглощения, м^2 , определяемая по формуле:

$$A = \sum_{i=1}^n \alpha_i S_i + \sum_{j=1}^m A_j n_j, \quad (3)$$

где α_i – коэффициент звукопоглощения i -й поверхности;

S_i – площадь i -й поверхности, м^2 ;

A_j – эквивалентная площадь звукопоглощения j -го штучного поглотителя, м^2 ;

n_j – количество j -ых штучных поглотителей, шт.;

$\alpha_{\text{ср}}$ – средний коэффициент звукопоглощения, определяемый по формуле:

$$\alpha_{\text{ср}} = \frac{A}{S_{\text{огр}}}, \quad (4)$$

где $S_{\text{огр}}$ – суммарная площадь ограждающих поверхностей помещения, м^2 .

Результаты расчётов сведём в таблицу 1. Рассчитанные ожидаемые октавные уровни звукового давления в РТ (L) оказались практически на всех среднегеометрических частотах выше допустимых.

Требуемое снижение уровня звукового давления на рабочем месте мастера определяется как разность между ожидаемым уровнем звукового давления в расчётной точке и допусаемым уровнем $L_{\text{доп}}$:

$$\Delta L_{\text{треб}} = L - L_{\text{доп}}. \quad (5)$$

Таблица 1

Расчёт ожидаемых октавных уровней звукового давления в расчётной точке

№ п. п.	Величина	Ед. измерен	Пояснение	Среднегеометрическая частота октавной полосы, Гц					
				125	250	500	1000	2000	4000
1	автомат для электросварки (L_1)	дБ	Уровень звуковой мощности, излучаемый автоматом	76	78	79	80	72	75
2	станок круглошлифовальный (L_2)	дБ	Уровень звуковой мощности, излучаемый станком	78	80	73	75	77	73
3	μ	-	Значение коэффициента при $V_{\text{цеха}} = 480 \text{ м}^3$	0,62	0,64	0,75	1,0	1,5	2,4
4	B	м^2	Формула (2)	9,9	10,2	12,0	16,0	24,0	38,4
5	L	дБ	Формула (1)	84	87	89	86	81	78

6	$L_{\text{доп}}$	дБ	Допустимый октавный УЗД в РТ	87	82	78	75	73	71
7	$\Delta L_{\text{треб}}$	дБ	$\Delta L_{\text{тр}} = L - L_{\text{доп}}$	-3	5	11	11	8	7

Из расчетов следует, что требуется снизить звуковое давление на средних частотах не менее чем на 11 дБ. В связи с этим, предлагается в качестве шумозащитного средства использовать звукоизолирующую кабину для обеспечения комфортных акустических условий рабочего места мастера.

3 Выбор материалов для конструкции акустической кабины

С учетом основных требований, изложенных в отечественных нормативных документах, была спроектирована акустическая кабина для рабочего места мастера.

Изоляция воздушного шума кабиной зависит от конструктивного и планировочного решения кабины, материала и конструкции стен, перекрытий, оконных проемов, дверей, виброизоляции кабины, наличия звукопоглощающей облицовки внутри кабины и других факторов.

Подбор необходимых и достаточных по звукоизоляции ограждающих конструкций кабины производился по справочным таблицам звукоизоляции ограждений, перекрытий, окон и дверей от воздушного шума. Для облицовки внутренних поверхностей кабины выбирались звукопоглощающие конструкции, имеющие максимальные коэффициенты звукопоглощения в октавных полосах 250-2000 Гц.

Исходя из вышесказанного, была сконструирована акустическая кабина, представляющая собой совмещенную звукоизолирующую и звукопоглощающую конструкцию, сконструированную в виде прямоугольного параллелепипеда размером 3,0×4,0×6,0 м., металлическими профилями из оцинкованной стали (см. рис. 1).

На передней стене находится окно размером 2,0×1,5 м с оконными блоками SOK-4 с однокамерным стеклопакетом, изоляция воздушного шума – 27 дБ (соответствует требованиям ГОСТ 30674-99 не менее 26 дБ).

В боковую стену перегородки вставлена дверь размером 2,0×0,9 м. По результатам исследования АКУСТИК БАТТС®, индекс изоляции воздушного шума составляет от 43 дБ. Дверь кабины имеет уплотняющие прокладки в притворе и запорное устройство, обеспечивающее обжатие прокладок. Внешние стены короба выполнены из стекломгнезитовых плит (2500×1200×12 мм).

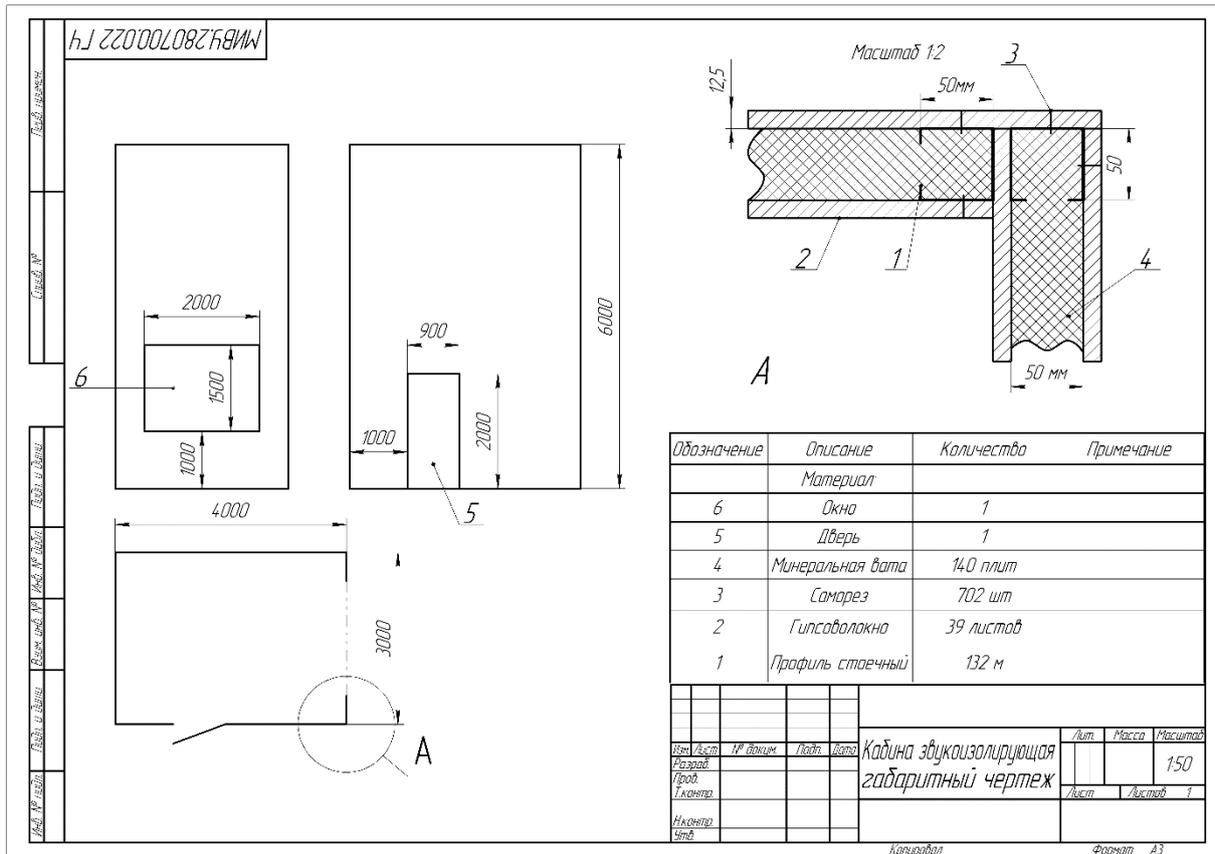


Рис. 1. Кабина звукоизолирующая. Габаритный чертёж

Внутренние поверхности основного ограждения кабины облицованы плитой перфорированного гипскартонного звукопоглощающего материала КНАУФ-Акустика типа С1-8/18КР с наполнителем воздушной полости минеральной ватой «Акустическая перегородка» [5].

Конструкцию акустической кабины устанавливают на резиновых виброизоляторах для предотвращения передачи вибраций на ограждающие конструкции и каркас кабины.

4 Определение звукоизолирующей способности конструкции кабины

Определение эффективности акустической кабины рассчитывали по методике, изложенной в [2]. Исходными данными для расчета являются:

- 1) размеры кабины 3,0×4,0×6,0 м, общий объем кабины $V=72 \text{ м}^3$;
- 2) общая площадь ограждений кабины $S=108 \text{ м}^2$;
- 3) площадь глухой части стен и перекрытия (основного ограждения кабины) $S_1=91,2 \text{ м}^2$, площадь пола 12 м^2 ;
- 4) площадь окна $S_2=3 \text{ м}^2$;
- 5) площадь двери $S_3=1,8 \text{ м}^2$;
- 6) внутренние поверхности основного ограждения кабины облицованы звукопоглощающим материалом. В таком случае $S_{\text{обл}}=S_1=91,2 \text{ м}^2$.

Определяем средний коэффициент звукопоглощения ограждающих поверхностей помещения $\alpha_{\text{оср}}$, до звукоизолирующей облицовки по формуле

$$\alpha_{\text{оср}} = \frac{\alpha_0(S_{\text{огр}} - S_{\text{обл}}) + \Delta A}{S_{\text{огр}}}, \tag{6}$$

где α_0 – средний коэффициент звукопоглощения ограждающих поверхностей помещения до устройства звукопоглощающей облицовки, учитывающий поглощение, вносимое находящимися в помещении предметами и оборудованием (справочные данные [6]);

$S_{\text{огр}}$ – общая площадь ограждающих поверхностей помещения, м^2 ;

$S_{\text{обл}}$ – площадь, занятая звукопоглощающей облицовкой, м^2 ;

ΔA – величина звукопоглощения, вносимая звукопоглощающими конструкциями, м^2 ;

$\alpha_{\text{обл}}$ – реверберационный коэффициент звукопоглощения звукопоглощающей облицовки в рассматриваемой октавной полосе частот.

Постоянную помещения $V_{\text{и}}$, м^3 , в октавных полосах частот для соразмерных помещений следует определять по формуле

$$V_{\text{и}} = \frac{\alpha \times S_{\text{огр}}}{1 - \alpha}, \quad (7)$$

где α – средний коэффициент звукопоглощения в помещении, безразмерный.

$S_{\text{огр}}$ – общая площадь ограждающих поверхностей, м^2 .

Расчет требуемой изоляции воздушного шума элементами ограждений кабины

$$R_{\text{тpи}} = L - 10 \lg V_{\text{и}} + 10 \lg S_{\text{i}} - L_{\text{доп}} + 10 \lg m, \quad (8)$$

где L – октавный УЗД на рабочем месте в помещении с источником шума на предполагаемом месте установки кабины, дБ;

$V_{\text{и}}$ – акустическая постоянная помещения кабины, м^3 ;

S_{i} – площадь ограждения кабины, м^2 ;

$L_{\text{доп}}$ – допустимый по нормам октавный УЗД на рабочем месте в кабине, дБ;

m – общее количество различных по изоляции элементов ограждений кабины, через которые проникает шум в кабину (стена, окно, дверь и т.п.).

Определяем требуемую изоляцию воздушного шума отдельными элементами кабины в октавных полосах в расчетной точке (на рабочем месте в кабине). Расчеты сводим в таблицу 2.

Таблица 2

Определение требуемой изоляции воздушного шума

№ п. п.	Величина	Ед.изм.	Пояснение	Среднегеометрическая частота октавной полосы, Гц					
				125	250	500	1000	2000	4000
1	L	дБ	Формула(1)	84	87	89	86	81	78
2	α_0 (без облицовки)	-	Для типа помещения - металлообрабатывающие цехи	0,10	0,11	0,11	0,11	0,12	0,13
3	α_0	-	$\alpha_0(S_{\text{огр}} - S_{\text{обл}})$ ($S_{\text{огр}} = 108 \text{ м}^2$; $S_{\text{обл}} = 91,2 \text{ м}^2$)	1,68	1,85	1,85	1,85	2,02	2,18
4	$\alpha_{\text{обл}}$	-	Для плит С1-8/18КР КНАУФ-Акустика	0,30	0,60	1,00	0,85	0,55	0,50
5	ΔA	м^2	$\Delta A = \alpha_{\text{обл}} \times S_{\text{обл}}$	27,4	54,7	91,2	77,5	50,2	45,6

6	α_{0cp}	-	Формула (6)	0,27	0,53	0,86	0,73	0,48	0,44
7	q	1/м	Показатель затухания звука в воздухе	0,0009	0,0033	0,0084	0,0150	0,0270	0,0687
8	$B_{и}$	м ²	Формула (7)	39,9	121,8	663,4	292,0	99,7	84,9
9	$10lg B_{и}$	дБ	-	16,0	20,9	28,2	24,7	20,0	19,3
10	$10lg S_1$	-	$S_1=91,2 \text{ м}^2$	19,6	19,6	19,6	19,6	19,6	19,6
11	$10lg S_2$	-	$S_2=3 \text{ м}^2$	4,8	4,8	4,8	4,8	4,8	4,8
12	$10lg S_3$	-	$S_3=1,8 \text{ м}^2$	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6
13	$L_{доп}$	дБ	Допустимый октавный УЗД в РТ	74	68	63	60	57	55
14	$10lg m$	-	$m=3$	4,8	4,8	4,8	4,8	4,8	4,8
15	$L-10lg B_{и} - L_{доп} + 10lg n$	-	-	-3,5	1,2	0,3	4,6	6,5	6,7
16	$R_{тр1}$ (основные ограждения)	дБ	Формула (8)	16,1	20,8	19,9	26,4	26,1	26,3
17	$R_{тр2}$ (окна)	дБ	Формула (8)	1,3	6	5,1	11,6	11,3	11,5
18	$R_{тр3}$ (двери)	дБ	Формула (8)	-0,9	3,8	2,9	9,4	9,1	9,3
19	$R_{каб}$	дБ	$R_{каб}=L-L_{доп}$	10	19	26	26	24	23

Расчёт требуемой изоляции воздушного шума элементами ограждений кабины позволил выбрать и (или) проверить правильность уже выбранных конструкций ограждений. Стены и верхнее перекрытие – каркасная конструкция из стальных уголков, к которым крепятся стекломagneзитовые плиты (2500×1200×12 мм).

Внутренние поверхности основного ограждения кабины облицованы плитой перфорированного круглыми отверстиями (диаметр 8 мм) гипсокартонного звукопоглощающего материала КНАУФ-Акустика типа С1-8/18КР с наполнителем воздушной полости минеральной ватой «Акустическая перегородка». Толщина плиты 60 мм [5]. Окно и дверь удовлетворяют конструктивным и звукоизоляционным требованиям.

Звукоизолирующая способность этих конструкций определена экспериментально и (или) взята из справочной литературы.

5 Расчет ожидаемого снижения шума кабиной

Проверочный расчет ожидаемого снижения шума кабиной $R_{каб}$, дБ, произведен по формулам (9) и (10) и сведен в таблицу 3.

$$R_{каб} = \overline{R}_{cp} + 10lg \cdot B_{и} - 10lg \sum_{i=1}^m S_i, \quad (9)$$

$$\overline{R}_{cp} = 10lg \frac{\sum_{i=1}^m S_i}{\sum_{i=1}^m S_i \cdot 10^{-0,1 \cdot R_i}}, \quad (10)$$

где S_i и R_i – соответственно площади, м², и величины изоляции воздушного шума отдельными элементами ограждения кабины, дБ;

$B_{и}$ и m – то же, что в формуле (8).

Таблица 3
Проверочный расчет ожидаемого снижения шума кабиной

№п.п	Величина	Ед.изм.	Пояснение	Среднегеометрическая частота октавной полосы, Гц					
				125	250	500	1000	2000	4000
1	R ₁ огражд.	дБ	По эксперимент. данным	23	28	36	36	36	38
2	R ₁ окна	дБ	-	14	21	27	28	31	36
3	R ₁ двери	дБ	-	19	24	30	30	31	32
4	10 ^{-0,1R₁}	-	-	0,5·10 ⁻²	0,16·10 ⁻²	0,25·10 ⁻³	0,16·10 ⁻³	0,16·10 ⁻³	0,16·10 ⁻³
5	10 ^{-0,1R₂}	-	-	0,4·10 ⁻¹	0,8·10 ⁻²	0,2·10 ⁻²	0,16·10 ⁻²	0,8·10 ⁻³	0,25·10 ⁻³
6	10 ^{-0,1R₃}	-	-	0,13·10 ⁻¹	0,4·10 ⁻²	1·10 ⁻³	1·10 ⁻³	0,8·10 ⁻³	0,63·10 ⁻³
7	S _{огр} ·10 ^{-0,1R₁}	-	S _{огр} =91,2 м ²	0,450	0,144	0,022	0,022	0,014	0,014
8	S _{ок} ·10 ^{-0,1R₂}	-	S _{ок} =3 м ²	0,120	0,024	0,006	0,005	0,002	0,001
9	S _{дв} ·10 ^{-0,1R₃}	-	S _{дв} =1,8 м ²	0,023	0,007	0,002	0,002	0,001	0,001
10	$\sum_{i=1}^3 S_i \times 10^{-0,1R_i}$	-	-	0,593	0,175	0,030	0,029	0,017	0,016
11	$\sum_{i=1}^3 S_i$	м ²	-	96	96	96	96	96	96
12	R _{ср}	дБ	R _{ср} =10lg(по з.11/поз.10)	22,1	27,4	35,1	35,2	37,5	37,8
13	10lgB _и	дБ		16,0	20,9	28,2	24,7	20,0	19,3
14	10lg96	-	10lg $\sum_{i=1}^3 S_i=10lg96$	19,8	19,8	19,8	19,8	19,8	19,8
15	R _{каб}	дБ	R _{каб} =(R _{ср} +10lgB _и -10lg96)	18,3	28,5	43,5	40,1	37,7	37,3
16	R _{тр}	дБ	R _{тр} =L-L _{доп}	10	19	26	26	24	23

Из расчетов видно, что предлагаемое шумозащитное средство, т.е. звукоизолирующая кабина, обеспечивает комфортные шумовые условия на рабочем месте мастера. Её применение обеспечит необходимое снижение уровня звукового давления на среднегеометрических частотах от 125 Гц до 4000 Гц.

Заключение

С развитием средств автоматизации и электроники, шумы от используемого оборудования присутствуют повсеместно. Известно, что длительное воздействие шумов и вибраций отрицательно сказывается на самочувствии человека. И потому, знание как уберечь свое здоровье весьма необходимо.

Люди, работающие в цехах, где основными источниками шума являются шумы, возникающие при технологическом процессе, подвергают свой организм вредному воздействию. Введение дистанционного управления технологического оборудования цеха могло бы решить проблему защиты от шума и сохранить здоровье сотрудников.

Конструирование акустической кабины из выбранных материалов обеспечит защиту от шумового воздействия, до нормативных значений, регламентированных

санитарными нормами. Благодаря наличию звукоизолирующей кабины обеспечиваются комфортные уровни шума на рабочем месте мастера производства.

Список литературы

1. Занько Н.Г., Ретнев В.М. Медико-биологические основы безопасности жизнедеятельности. Учебник. – 2-е изд., стер. – М.: Академия, 2004. - 288 с.
2. Выбор и расчет средств защиты от шума и вибрации: учеб. пособие по выполнению дипломных, курсовых и практических работ для студентов / И.Г. Трунова, А.Б. Елькин, В.М. Смирнова; НГТУ им. Р.Е. Алексеева. – Н.Новгород, 2012. - 116 с.
3. СП 51.13330.2011 Защита от шума. Актуализированная редакция СНиП 23-03-2003.
4. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: учебник: Н.И. Иванов. – 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Логос, 2015.-432 с.
5. http://w3.knauf.ru/img/catalog/download/Plity_perforirovannye_KNAUF-Akustika.pdf (дата обращения 30.10.2015).
6. Руководство по расчету и проектированию шумоглушения в промышленных зданиях / НИИСФ Госстроя СССР. –М.: Стройиздат, 1982. – 128 с.

Приближенные физико-математические модели газодинамических и аэроакустических процессов в глушителях шума выпуска ДВС

Лубянченко А.А.

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

Аннотация

В данной работе представлены физическая модель и методика расчета аэроакустических параметров неизоэтермического турбулентного потока в глушителях шума выпуска двигателей внутреннего сгорания. Методика основана на акустической аналогии Лайтхилла, модели локальных источников и уравнений газодинамики турбулентного потока.

Ключевые слова: глушитель шума выпуска, турбулентный поток, волновое уравнение, неизоэтермическая струя, акустическое поле, диаграмма направленности.

The approximate physical and mathematical models of gas-dynamic and aero-acoustic processes in the exhaust mufflers of ICE

Lubianchenko A.A.

Lecturer, Baltic State Technical University «VOENMEH» named after D.F. Ustinov, Saint-Petersburg, Russia

Abstract

The article presents a physical model and the method of calculating the aero-acoustic parameters in non-isothermal turbulent flow of the exhaust mufflers of internal combustion engines. The method is based on the Lighthill acoustic analogy, models of local sources and the gas dynamics equations of turbulent flow.

Key words: exhaust muffler, turbulent flow, wave equation, non-isothermal flow, acoustic field, directivity diagram.

Введение

Процессы, происходящие в камерах сгорания двигателей внутреннего сгорания, порождают сложные виброакустические явления, связанные с перемещением высокоскоростного и высокотемпературного потока отработавших газов по газовыпускным системам (трубопроводы и глушитель шума выпуска). При прохождении газового потока по глушителю параметры последнего (скорость, температура, давление и пр.) изменяются, что приводит к уменьшению шума на выпуске.

Правильное понимание физических механизмов генерации газовых потоков и акустических полей различных частотных диапазонов, создание приближённых методик расчёта газодинамических, аэроакустических параметров позволят разработать оптимальные конструкции глушителей и существенно сократить затраты при разработке и отладке эффективных систем глушения.

Кроме шума, генерируемого истекающими продуктами сгорания, в общем спектре частот, излучаемых акустических полей, существует ряд частот другой физической природы (собственные частоты колебаний в объемах глушителей и пр.). Конструкции реальных газовых трактов, включая глушители, должны обеспечить

*E-mail:anna.voenmeh@gmail.com (Лубянченко А.А.)

снижение шума различной физической природы, распространяющегося по газовой среде.

В данной работе на основе обобщения имеющихся математических моделей [1], выполнены расчёты газодинамических параметров газового тракта от цилиндров двигателя до выхлопной трубы, расчёт параметров акустических полей, генерируемых истекающими продуктами сгорания, и расчёт собственных частот элементов выхлопного тракта (дискретные частоты).

1. Расчёт газодинамических параметров

Продукты сгорания дизельного топлива, находящиеся в цилиндре двигателя, с момента движения выпускного клапана начинают истекать через кольцевую щель сначала под действием перепада давления, а затем под действием выталкивающего движения поршня. При движении выпускного клапана площадь проходного сечения постоянно изменяется. Истекающий газ попадает через трубопровод в глушитель. В зависимости от конструкции глушителя в нём может быть несколько объёмов, через которые перетекает газ, и через выхлопное отверстие истекает в атмосферу.

Для приближённых расчётов газодинамических параметров в газовом тракте использовалась расчётная схема [1], (представленную на рис. 1), которая принципиально отражает геометрию реальных глушителей, т.е. набор отдельных объёмов (W_1, \dots, W_N), соединённых между собой отверстиями (d_1, \dots, d_N) или различными патрубками.

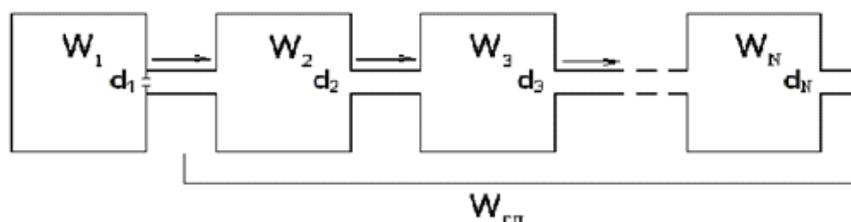


Рис. 1. Расчетная схема глушителя (W_1 – объем цилиндра двигателя; $W_2, W_3 \dots W_N$ – объемы, моделирующие конструкцию глушителя; d_1, d_2, \dots, d_N – диаметры выходных отверстий, где N – число объемов).

При этом приняты следующие допущения: рабочее тело (продукты сгорания) – идеальный газ, газодинамические параметры осреднены по объёму, термодинамические параметры постоянны, стенки конструкции – жёсткие.

Исходная система уравнений включает:

Уравнение сохранения вещества:

$$\sum_{i=1}^N m_{0i} = \sum_{i=1}^N m_i \quad (1)$$

Уравнения сохранения энергии:

$$m_{0i} c_v T_{0i} + \int c_p T_{i-1} d m_{i-1,i} - \int c_p T_i d m_{i,i+1} = m_i c_v T_i \quad (2)$$

$$m_{i,i+1} = \int g_{i,i+1} dt, \quad (3)$$

Уравнение состояния для i -ого объёма:

$$P_i W_i = m_i R T_i \quad (4)$$

где $i = 1 \dots N$ – число объемов в расчётной схеме выхлопного тракта (рис. 1), m – масса, c_p , c_v – теплоемкости, R – газовая постоянная, W – объем, T – температура, g – массовый расход.

При наличии длинных трубопроводов в системе принимаются следующие допущения [1]: трубопровод имеет постоянное поперечное сечение, распределение давления по сечению трубопровода равномерное, силой тяжести пренебрегаем, течение газа по трубопроводу – адиабатическое, (изотермическое), а математическая модель (1-4) дополняется рядом уравнений:

Уравнение количества движения:

$$\rho V \frac{d(\beta V)}{dx} = - \left(\frac{dP}{dx} + \frac{\lambda}{8} \frac{\beta V^2}{r_z} \right), \quad (5)$$

Уравнение теплообмена:

$$c_p T + \alpha \frac{V^2}{2} = c_p T_0, \quad (6)$$

Уравнение расхода:

$$g = F \rho V = const, \quad (7)$$

Уравнение состояния:

$$P = \rho RT, \quad (8)$$

где: F – площадь поперечного сечения трубопровода; α , β – коэффициенты, зависящие от сечения трубопровода, характера течения числа Рейнольдса (при $Re \approx 10^6$ $\alpha = 1,045$, $\beta = 1,02$); $r_z = \frac{d}{4}$ – гидравлический радиус; d – диаметр трубы; λ – безразмерный коэффициент трения.

Для условий неизотермических струй, когда существенным становится отличие параметров на срезе выхлопной трубы от параметров окружающей среды, необходимо учитывать эти отличия. Ниже приведены основные уравнения, подробное описание физико-математической модели приведено в монографии [2].

Для описания процессов в турбулентной струе используется следующая система уравнений [1]:

Уравнение неразрывности:

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \bar{V}_j) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho}_p \bar{V}_{pj}) = 0; \quad (9)$$

Уравнение количества движения:

$$\bar{\rho} \frac{\partial \bar{V}_k}{\partial x_k} + \bar{\rho} \bar{V}_j \frac{\partial \bar{V}_k}{\partial x_j} = - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_k} + \frac{\partial}{\partial x_j} [\bar{\tau}_{jk} - \overline{\rho_p V_{pj} V_{pk}}] - \frac{\partial}{\partial t} \overline{\rho_p V_{pk}} - \overline{\rho_p V_{pj}} \frac{\partial \bar{V}_k}{\partial x_j}; \quad (10)$$

Уравнение энергии:

$$\begin{aligned} \bar{\rho} \frac{\partial \bar{h}}{\partial t} + \bar{\rho} \bar{V}_j \frac{\partial \bar{h}}{\partial x_j} = & \frac{\partial \bar{p}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{q}_j}{\partial x_j} + \bar{V}_k \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_k} + \overline{V_{pk} \frac{\partial p_p}{\partial x_k}} + \\ & + \bar{T}_{jk} \frac{\partial \bar{V}_k}{\partial t} + \overline{T_{pjk} \frac{\partial V_{pk}}{\partial t}} - \frac{\partial}{\partial t} \overline{\rho_p h_p} - \frac{\partial}{\partial x_j} \overline{\rho_p V_{pj} h_p} - \overline{\rho_p V_{pj}} \frac{\partial \bar{h}}{\partial x_j} \end{aligned} \quad (11)$$

Уравнение состояния:

$$\bar{p} = \bar{\rho}RT ; \tag{12}$$

Уравнение для рейнольдсовых напряжений в сжимаемой жидкости:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t} \overline{\rho V_{pi} V_{pk}} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{V}_j \overline{\rho V_{pi} V_{pk}}) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{\rho V_{pi} V_{pj} V_{pk}}) = \\ & = -V_{pi} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_k} - V_{pk} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + V_{pi} \frac{\partial \overline{\tau_{pjk}}}{\partial x_j} + V_{pk} \frac{\partial \overline{\tau_{pij}}}{\partial x_j} + \\ & + \bar{V}_i \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{V}_j \overline{\rho V_{pk}}) + \bar{V}_k \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{V}_j \overline{\rho V_{pj}}) + \bar{V}_i \frac{\partial}{\partial t} \overline{\rho V_{pk}} + \\ & + \bar{V}_k \frac{\partial}{\partial t} \overline{\rho V_{pi}} + \overline{\rho V_{pj}} \frac{\partial \bar{V}_i \bar{V}_k}{\partial x_j} - \overline{\rho V_{pj} V_{pk}} \frac{\partial \bar{V}_i}{\partial x_j} - \overline{\rho V_{pi} V_{pj}} \frac{\partial \bar{V}_k}{\partial x_j} \end{aligned} ; \tag{13}$$

где $V_j = \bar{V}_j + V_{pj}$ мгновенное, среднее и пульсационное значение параметра (скорости) соответственно, t – время, h – энтальпия, i, j, k – индексы, определяющие направление осей декартовой системы координат, $\overline{\rho V_{pj} V_{pk}}$ – составляющие тензора турбулентных напряжений.

2. Расчёт параметров акустических полей

Для расчёта аэроакустических параметров неизотермических струй данная система уравнений дополнена волновым уравнением (волновое уравнение Лайтхилла):

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} - a_0^2 \frac{\partial^2 \rho}{\partial x_i^2} = \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} [\rho V_i V_j - \delta_{ij} (\rho a_0^2 + p) - \mu (\frac{\partial V_i}{\partial x_j} + \frac{\partial V_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial V_k}{\partial x_k} \delta_{ij})] \tag{14}$$

где $\delta_{jk} = \begin{cases} 1, \text{при } j = k \\ 0, \text{при } j \neq k \end{cases}$ – символ Кронекера; μ – коэффициент динамической

(молекулярной) вязкости; ρ – плотность, p – статическое давление; a_0 – скорость звука в невозмущённой среде; V – скорость; t – время, x_i, x_j – координаты, $i, j, k = 1, 2, 3$.

В предложенной математической модели расчета газодинамических параметров неизотермических турбулентных струй продуктов сгорания используются уравнения неразрывности, уравнения количества движения уравнения энергии с использованием модели Рейнольдса и волнового уравнения Д. Лайтхилла. Полученные аналитические зависимости (с учетом пространственно-временной корреляции между газодинамическими параметрами) позволили выделить вклад «собственного» шума, обусловленного турбулентными пульсациями газодинамических потоков, и «сдвигового» шума, обусловленного наличием градиента скорости потока [2]. Данная математическая модель позволяет выполнять расчеты таких акустических параметров как звуковое давление, акустическая мощность, диаграмма направленности и др.

3. Расчет собственных частот элементов выхлопного тракта

Наличие в выпускном тракте проточных каналов и полостей различных объёмов и конфигураций, обладающих набором собственных частот, требует оценки численных величин и возможных механизмов их возникновения. Необходимость этой

работы обусловлена возможным проявлением резонансных эффектов в различных частотных диапазонах. С учётом особенностей геометрии элементов выпускного тракта были проанализированы различные физические механизмы возбуждения собственных частот.

Основные модели возбуждения собственных частот и соответствующие расчётные формулы приведены ниже [3].

Объёмные резонаторы:

$$f_0 = \frac{a_0}{2\pi} \sqrt{\frac{d_{\Gamma} \varepsilon}{W}} \text{ – резонатор с плоским горлом} \quad (15)$$

$$f_{01} = \frac{a_0}{2\pi} \sqrt{\frac{d_{\Gamma}}{l_{\Gamma} W}} \text{ – с удлинённым горлом} \quad (16)$$

$$f_{02} = \frac{a_0}{2\pi} \sqrt{\frac{d_{\Gamma 1} \varepsilon_1 + d_{\Gamma 2} \varepsilon_2}{W}} \text{ – с двумя плоскими горлами} \quad (17)$$

$$f_{02l} = \frac{a_0}{2\pi} \sqrt{\frac{S_1 \varepsilon_1}{l_{\Gamma 1} W_1} + \frac{S_2 \varepsilon_2}{l_{\Gamma 2} W_2}} \text{ – с двумя удлинёнными горлами} \quad (18)$$

Двуполостные резонаторы:

$$f_{20} = \frac{a_0}{2\pi} \sqrt{\frac{(m+2)c}{W}} \quad (19)$$

$$f'_{20} = \frac{a_0}{2\pi} \sqrt{\frac{m c}{W}} \quad (20)$$

где: $m = 2$, $c = 2R$ для круглого отверстия.

Волновые резонаторы:

$$f_{\frac{1}{4}} = \frac{a_0 n}{4L} \text{ – } \frac{1}{4} \text{ волновые, где } n=1, 3, \dots \quad (21)$$

$$f_{\frac{1}{2}L} = \frac{a_0 k}{2L} \text{ – } \frac{1}{2} \text{ волновые (продольные), где } k = 1, 2, \dots \quad (22)$$

$$f_{\frac{1}{2}D} = \frac{a_0 k}{2D} \text{ – } \frac{1}{2} \text{ волновые (поперечные), где } k = 1, 2, \dots \quad (23)$$

где: d_{Γ} , l_{Γ} – диаметр, длина горла; W – объём полости; S_{Γ} – площадь горла; L , D – длина, диаметр волнового резонатора; a_0 – скорость звука в невозмущённой среде; R – радиус отверстия; f – частота; ε – коэффициент, учитывающий форму горла.

Используя приведённые формулы, можно рассчитать значения возможных собственных частот и их гармоник для конкретных конструкций глушителей.

Дополнительно к формулам (15-23) собственных частот различных конструкций глушителей для условий работающего двигателя необходимо учитывать: число оборотов $n=36 \div 37$ об/сек, частоту взаимодействия поршней с цилиндрами $f \approx 148$ 1/с, частоту открытия клапанов двигателя (четырёхтактный дизель) $f = 36 \div 37$ 1/с, $f = 74$ 1/с, $f = 148$ 1/с, $f = 192$ 1/с, а также возможное появление собственной частоты $f_{1/4}$ (формула 22) с характерным размером H (длина трубы от выпускного клапана до полости глушителя).

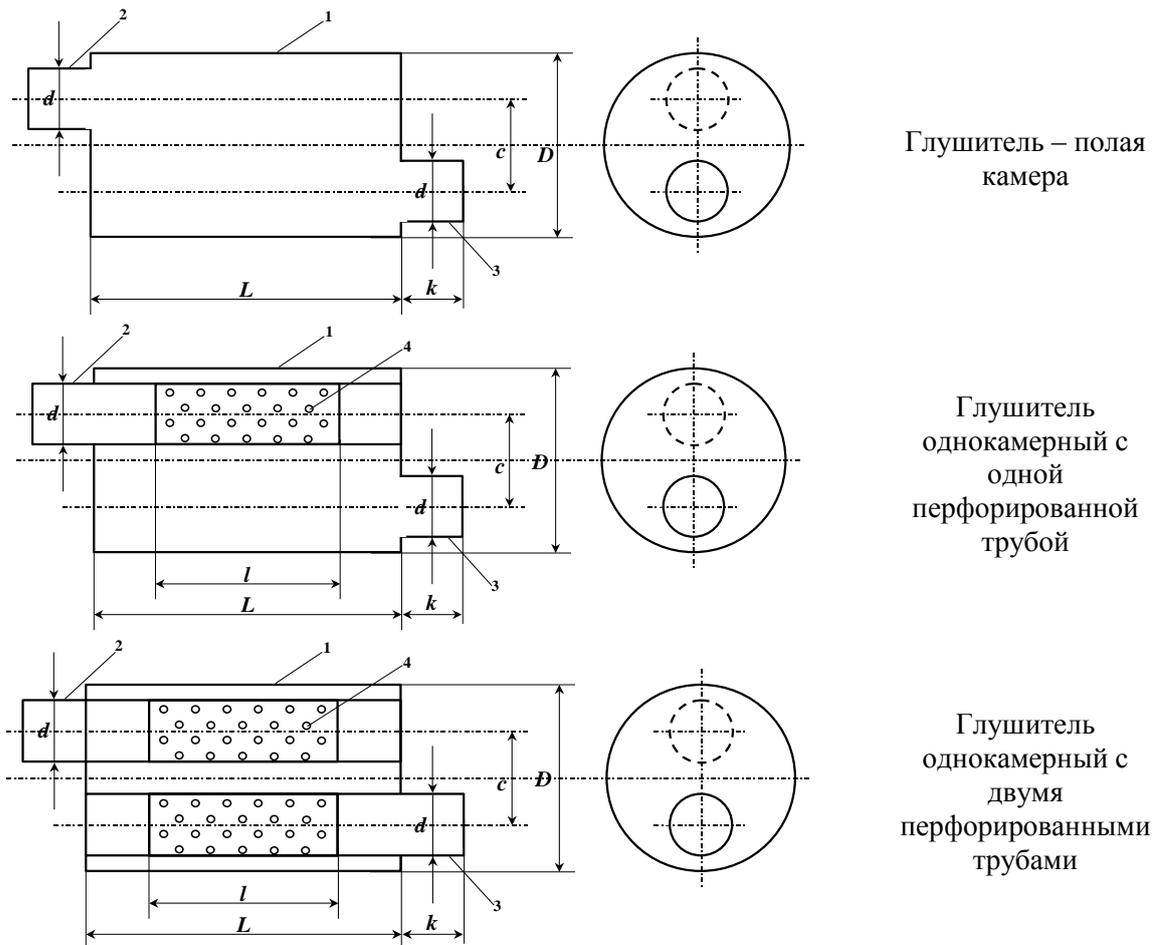
4. Анализ результатов расчетов

В таблице 1 приведены значения собственных частот для глушителей, имеющих одну и две перфорированные трубы для подвода и выброса газа (рис. 2), расчёты выполнены для соответствующих значений скоростей звука ($a = \sqrt{kRT}$).

Таблица 1

Расчётные значения возможных собственных частот

Конструкция глушителя	Полая камера	С одной перфорированной трубой	С двумя перфорированными трубами
Расчётные формулы для f_i	Значения собственных частот, Гц		
f_0 (15)	115	153	195
f_{01} (16)	83	73	209
f_{02} (17)	161	203	296
f_{021} (18)	120	124	192
$f_{1/4}$ (21)	212	178	228
$f_{1/2L}$ (22)	425	462	539
$f_{1/2D}$ (23)	708	771	987



Конструктивные размеры: $L = 500$ мм, $D = 300$ мм, $l = 300$ мм, $d = 100$ мм, $c = 150$ мм, $k = 150$ мм, $V = 0,035$ м³
 площадь перфорации 15%, \varnothing перфорации 10 мм
 Рис. 2. Схемы глушителей: 1 – корпус глушителя, 2 – входной патрубков, 3 – выходной патрубков, 4 – перфорированная труба

Газодинамические расчёты тракта, выполненные для различных начальных условий (давление P_0 , температура T_0 , переменная площадь выпускного отверстия) показали, что параметры потока на срезе выхлопной трубы являются переменными величинами. Причём расчёты, выполненные с помощью пакета FloWorks, выявили наличие существенной неоднородности параметров на срезе выхлопной трубы. Кроме того, необходимо представлять, что мы имеем дело с импульсными струями (по числу периодически работающих клапанов выпуска). В представленной методике расчёта газодинамических параметров на данном этапе исследований импульсный характер истечения не учитывался.

Данные сравнительного анализа экспериментальных и численных исследований газодинамических параметров тракта и аэроакустических параметров турбулентного шума газового потока для рассматриваемых глушителей представлены в таблице 2.

Таблица 2

Результаты экспериментальных и численных исследований глушителей

Октавные полосы, Гц	УЗД, дБ в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц									УЗ, дБА
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Глушитель – полая камера										
Экспериментальные данные	110	127	119	103	105	108	107	103	87	113
Расчётные значения собственных частот		83	115 161 120	208 212	425	$L_{p\Sigma} = 107$ дБ				
Возмущающие частоты ДВС	37	74	148	192						
Источник генерации звука	Частоты работающего двигателя, собственные частоты				Частоты, излучаемые потоком продуктов сгорания					
Глушитель однокамерный с одной перфорированной трубой										
Экспериментальные данные	101,8	124,1	112,7	98,9	97,6	101	101	99,1	82,9	107,8
Расчётные значения собственных частот		73	153 124 178	203 192	462 771	$L_{p\Sigma} = 101,7$ дБ				
Возмущающие частоты ДВС	37	74	148	192						
Источник генерации звука	Частоты работающего двигателя, собственные частоты				Частоты, излучаемые потоком продуктов сгорания					

Октавные полосы, Гц	УЗД, дБ в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц									УЗ, дБА
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Глушитель однокамерный с двумя перфорированными трубами										
Эксперимен- тальные данные	112,9	120,7	108,1	96,9	100,8	97,6	101,6	101, 7	87,9	102,4
Расчётные значения собственных частот			119	195 209 296 192 228	539	987	$L_{p\Sigma} = 105,6$ дБ			
Возмущающ ие частоты ДВС	37	74	148	192						
Источник генерации звука	Частоты работающего двигателя, собственные частоты				Частоты, излучаемые потоком продуктов сгорания					

Анализ этой группы глушителей с постоянным объёмом ($V=0,035$ м³) и отличающихся наличием перфорированных труб показали следующее:

- введение в конструкцию глушителей перфорированных труб привело к изменению собственных частот конструкции глушителей, что в свою очередь привело к изменению эффективности глушителей в различных октавных полосах. Эти глушители менее эффективны в октавных полосах 31,5, 63, 125 Гц, и более эффективны в октавных полосах 500, 1000 Гц в связи с появлением в этих полосах собственных частот;

- расчёты акустических параметров турбулентного шума этих глушителей показали незначительное снижение излучаемой мощности с появлением перфорированных труб.

Для оценки характеристик широкополосного шума неизотермических струй были выполнены расчёты по приведенной методике.

Результаты расчётов газодинамических параметров для глушителя – полый камеры приведены ниже:

- скорость изменяется в диапазоне $V = 50 \div 125$ м/с;
- диапазон давлений в объёме $P_0 = 103000 \div 109623$ Па;
- диапазон температур в объёме $T_0 = 290 \div 466$ °К.

Для расчёта акустических полей были использованы следующие параметры: $T_0 = 359$ °К, $P_0 = 109316$ Па, $V = 124,44$ м/с.

Для исследования были построены диаграммы направленности (рис. 3): интенсивности суммарного шума J_{sum} [Вт/м²], интенсивности «собственного» шума (own noise) – J_{pulse} [Вт/м²], интенсивности «сдвигового» шума (shift noise) – J_{sh} [Вт/м²] и звукового давления – РРВ [Па]. Диаграммы направленности строились по 16 точкам на сфере радиусом 12 м (такое удаление позволяет максимально учесть вклад различных составляющих на всей протяжённости газового потока на акустические характеристики) с угловым шагом $\Delta 22,5^\circ$.

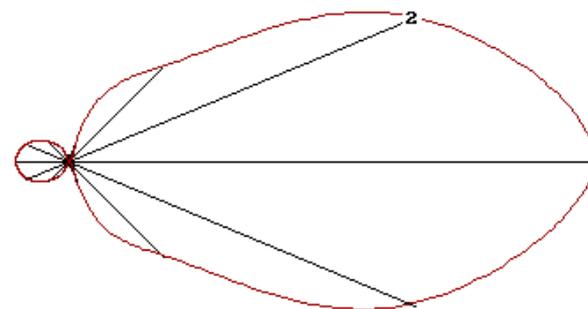
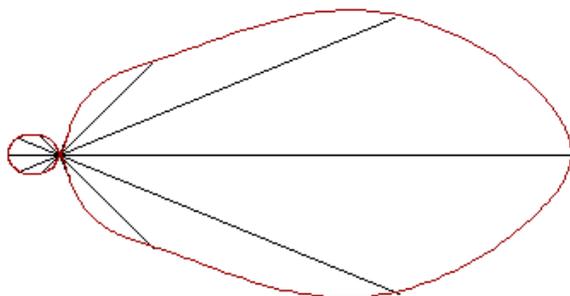
Уровень акустической мощности $L_N \approx 102$ дБ, акустическая мощность $N = 0,0145$ Вт, уровень звукового давления $L_p \approx 107$ дБ.

Диаграмма направленности

- 1 – «Собственный» шум*,
2 – «Сдвиговый» шум

Уровень акустической мощности
 $L=101.6293$ Db

Диаграмма направленности (суммарная
акустическая мощность)



Звуковое давление (амплитудное значение)

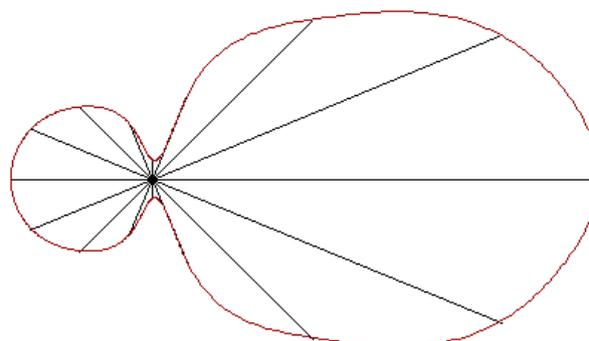


Рис. 3. Диаграммы направленности акустических характеристик глушителя – полый камеры (* в данном масштабе диаграммы вклад "собственного" шума не виден)

Проанализируем материалы по глушителю с одной перфорированной трубой:

- скорость изменяется в диапазоне $V = 20 \div 120$ м/с;
- диапазон давлений в объеме $P_0 = 101577 \div 109500$ Па;
- диапазон температур в объеме $T_0 = 290 \div 500^\circ$ К.

Для расчёта акустических полей были использованы следующие параметры:
 $V=97$ м/с; $T_0 = 302^\circ$ К; $P_0 = 107009$ Па.

Результаты расчётов (диаграммы направленности) приведены на рис. 4. Уровень акустической мощности $L_N=93,2$ дБ, акустическая мощность $N= 0,0021$ Вт, уровень звукового давления $L_p = 101,7$ дБ.

Результаты расчётов газодинамических параметров глушителя с двумя перфорированными трубами приведены ниже:

- скорость изменяется в диапазоне $V = 20 \div 130$ м/с;
- диапазон давлений в объеме $P_0 = 103049 \div 109000$ Па;
- диапазон температур в объеме $T_0 = 290 \div 490^\circ$ К.

Для расчёта акустических полей были использованы следующие параметры:
 $V = 108$ м/с; $T_0 = 310^\circ$ К; $P_0 = 108279$ Па.

Результаты расчётов приведены на рис. 5. Уровень акустической мощности $L_N = 97,17$ дБ, акустическая мощность $N=0,00521$ Вт, уровень звукового давления $L_p = 105,6$ дБ.

Диаграмма направленности

- 1 – «Собственный» шум^{*},
- 2 – «Сдвиговый» шум

Уровень акустической мощности
L=93,2269 Db

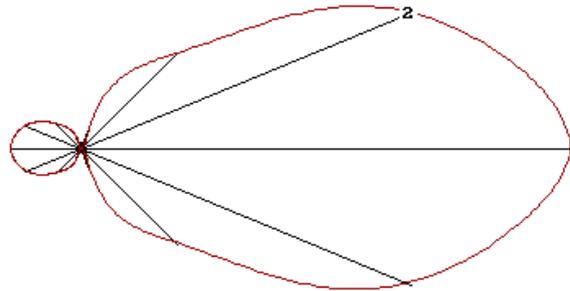


Диаграмма направленности (суммарная акустическая мощность)

Звуковое давление (амплитудное значение)

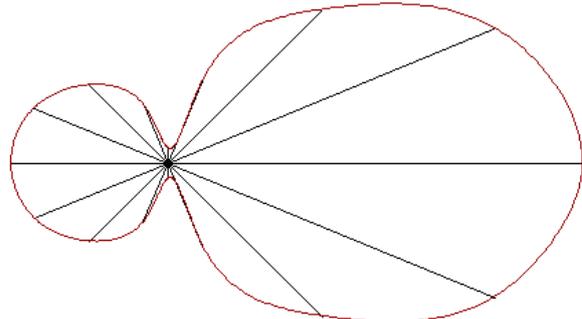
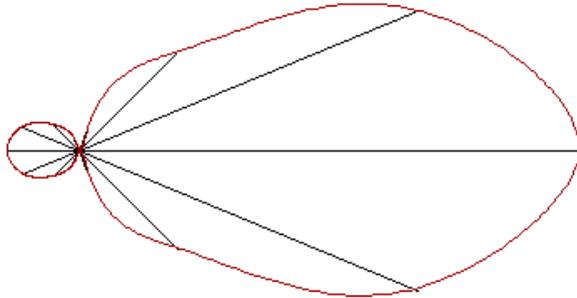


Рис. 4. Диаграммы направленности акустических характеристик глушителя с одной перфорированной трубой (* в данном масштабе диаграммы вклад "собственного" шума не виден)

Диаграмма направленности

- 1 – «Собственный» шум^{*},
- 2 – «Сдвиговый» шум

Уровень акустической мощности
L=97,1723 Db

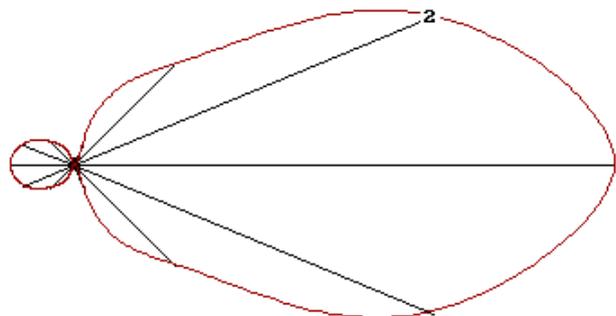


Диаграмма направленности (суммарная акустическая мощность)

Звуковое давление (амплитудное значение)

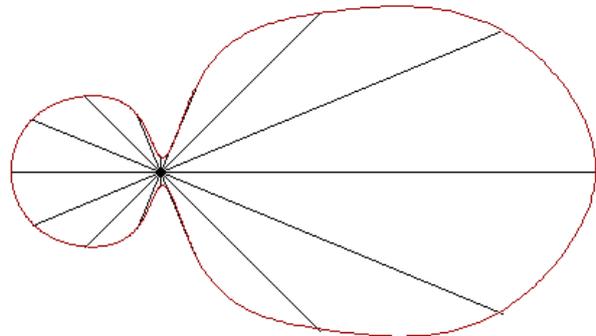
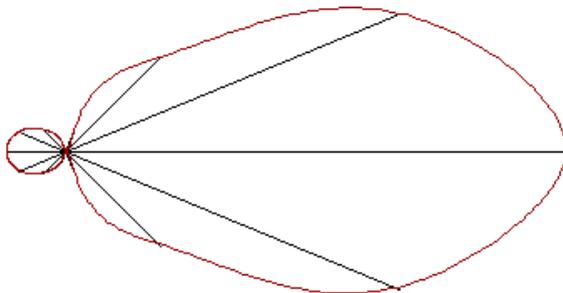


Рис. 4. Диаграммы направленности акустических характеристик глушителя с двумя перфорированными трубами (* в данном масштабе диаграммы вклад "собственного" шума не виден)

Анализ полученных данных позволяет сделать ряд обобщений:

- максимальные уровни звукового давления находятся на низких и средних частотах, это связано с характерными частотами работающего двигателя и собственными частотами выхлопного тракта;
- излучение от нестационарного неизотермического потока продуктов сгорания (определяется их скоростью, давлением и температурой) приходится на высокочастотный диапазон;
- введение в конструкцию глушителей перфорированных труб привело к изменению собственных частот конструкции глушителей, что в свою очередь привело к изменению эффективности глушителей в различных октавных полосах. Эти глушители менее эффективны в октавных полосах 31,5, 63, 125 Гц, и более эффективны в октавных полосах 500, 1000 Гц в связи с появлением в этих полосах собственных частот;
- расчёты акустических параметров турбулентного шума этих глушителей показали незначительное снижение излучаемой мощности с появлением перфорированных труб;
- механизмы генерации акустических волн в полосе 250 Гц, могут быть обусловлены работой механизмов двигателя, пульсациями, ударно-волновыми процессами в трубопроводе и глушителе (формулы 22, 23). По-видимому, одна из гипотез, объясняющая эффективность функционирования глушителя, связана с оптимальным соответствием частот, возбуждаемых двигательной установкой, и собственных частот тракта шумоглушения.

Анализ численных исследований, выполненных по приведенной в данной работе методике на большем числе моделей глушителей, позволил оценить влияние скорости истечения и температуры потока на параметры акустического излучения.

Скорость истечения газов определяющим образом влияет на акустическую мощность, звуковое давление, диаграммы направленности и соотношение «собственного» и «сдвигового» шума. Изменение истечения в диапазоне 50-100 м/с увеличивает уровни излучаемой звуковой мощности на 15-20 дБ. При малых скоростях преобладает «собственный» шум, с ростом скорости – «сдвиговый» шум. Влияние температуры на излучаемую акустическую мощность менее значительно. Изменение температуры на 100-200°С приводит к росту акустической мощности на 3-6 дБ. При малых температурах основной вклад в акустическую мощность вносит «сдвиговый» шум, с ростом температуры – «собственный».

Таким образом, оптимальные сочетания температуры, давления и скорости истечения газов способны обеспечить требуемые уровни шума, что позволяет использовать представленную инженерную методику оценочных расчетов аэроакустических характеристик выхлопного тракта при разработке глушителей шума выпуска ДВС.

Заключение

Рассмотренные в данной работе физико-математические модели газодинамических и аэроакустических процессов в глушителях шума выпуска ДВС позволяют решать различные практические задачи, выполнять численные исследования влияния газодинамических параметров на амплитудно-частотные характеристики излучения. Блочное построение алгоритма расчетов позволяет корректировать методику по мере появления новых данных о турбулентных течениях, корреляционных связях и механизмах генерации звука.

Список литературы

1. Ерофеев В.К., Генкин П.Г., Григорьев В.В., Петров С.К. Приближённая методика расчёта аэроакустических процессов в системах выхлопа двигателей внутреннего сгорания // В сборнике: Защита населения от повышенного шумового воздействия Сборник докладов II Всероссийской научно-практической конференции с международным участием. под редакцией Иванова Н.И.. 2014. С. 482-490.
2. Глазнев В.Н., Запрягаев В.И., Ерофеев В.К. и др. Струйные и нестационарные течения в газовой динамике. Новосибирск. Изд. СО РАН, 2000, 200 с.
3. Иванов Н.И., Дробаха М.Н., Ерофеев В.К., Петров Ю.К. Установление и описание физических закономерностей в глушителях шума выпуска двигателей внутреннего сгорания // Сборник докладов НПК с международным участием «Защита населения от повышенного шумового воздействия», СПб, 21-22 марта 2006, Изд. БГТУ «Военмех», с. 329-338.

Исследование процессов шумообразования при движении высокоскоростных поездов

Бойко Ю.С.¹, Шашурин А.Е.^{2*}, Joan Cardona³, Marc Albaladejo⁴

¹Аспирант, БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, РФ

²К.т.н., БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, РФ

³CEO, AV Ingenieros, Abat Marcet, 41 bajos, 08173 St. Cugat del Vallés, Spain

⁴Engineer, AV Ingenieros, Abat Marcet, 41 bajos, 08173 St. Cugat del Vallés, Spain

Аннотация

Рассматривается процесс шумообразования при проезде высокоскоростного поезда. Представлены методика и результаты измерений, проведенных на железной дороге Испании Renfe на поездах серии AVE 103 при скорости движения 300 км/ч. Предложен учет скорости возрастания звука для оценки степени воздействия звукового события на человека и увеличенный интервал продолжительности звукового события для определения эквивалентного уровня звука.

Ключевые слова: высокоскоростной поезд, процессы шумообразования, методика измерений.

Введение

В настоящее время процесс шумообразования при движении высокоскоростных поездов до конца не изучен, и ни один из методов расчета, разработанных в таких странах как Япония, Китай, Южная Корея, Германия и Франция, где инфраструктура высокоскоростного железнодорожного транспорта сильно развита и давно успешно эксплуатируется, не является официально утвержденной и универсальной для применения.

Согласно теоретической модели о формировании звукового поля при достижении поездом скорости в 250 км/ч и дальнейшем ее увеличении, аэродинамический шум становится преобладающим в общем суммарном уровне звука. Источниками аэродинамического шума являются пантограф, носовая часть поезда и подвагонное пространство. Помимо аэродинамического шума в общий уровень вносят вклад шум качения и шум двигателя. Особенное влияние на формирование звукового поля оказывает высота расположения источников шума, представленная в Табл. 1, согласно [3, 4].

Таблица 1.

Высота расположения источников шума высокоскоростных поездов

Источники шума	Высота расположения, м
Двигатель	2,5-3,0
Шум качения	0,2-0,3
Аэродинамические	
Носовая часть поезда	2,5-3,5
Подвагонное пространство	0,8-1,0
Пантограф	4,5-6,0

Для подтверждения теоретических сведений о процессе шумообразования при движении высокоскоростных поездов авторами статьи были произведены измерения на железных дорогах Испании RENFE (исп. Red Nacional de Ferrocarriles Españoles – «Национальная сеть железных дорог Испании») на линии Барселона – Мадрид.

*E-mail: iulia.boyko@gmail.com (Бойко Ю.С.), 7596890@mail.ru (Шашурин А.Е.)

Измерения проводились на участках с максимальной эксплуатируемой скоростью движения поезда (300 км/ч) серии AVE 103 с длинами подвижного состава 200 м и 400 м.

1. Методика проведения измерений

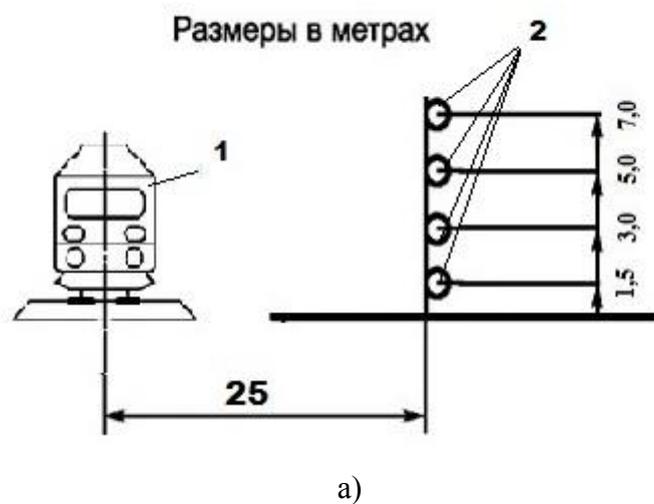
Авторами были разработаны методики измерений, позволяющих оценить как характер звукового поля при изменении высоты (1,5 м - 7,0 м от земли), так и процесс распространения шума на местности, и его снижение с расстоянием за счет дивергенции.

В представленной статье рассмотрены результаты, полученные при определении характера звукового поля при изменении высоты при движении поезда на равнинной местности.

Для выявления превалирующих источников шума были выбраны точки на высотах 1.5 м, 3.0 м, 5.0 м, 7.0 м. Все микрофоны крепились одновременно на 7-метровом штативе на расстоянии 25 м от оси железной дороги.

Измерения проводились в режиме мультizaписи шумомерами российского и испанского производства с фиксацией среднеквадратичных, эквивалентных и пиковых уровней звука, октавных и 1/3-октавных спектров.

Схема измерений уровней звука и общий вид измерительной установки на равнинной местности представлены на Рис. 1.



б)

Рис. 1. а) схема измерений уровней звука на равнинной местности: 1 – подвижной состав, 2 – микрофоны; б) общий вид измерительной установки

Измерения проводились на линии Барселона-Мадрид на участках с максимальной эксплуатируемой скоростью движения поезда (300 км/ч): Vilafranca del Penedès – Gelida. План местности проведения измерения представлен на Рис. 2.

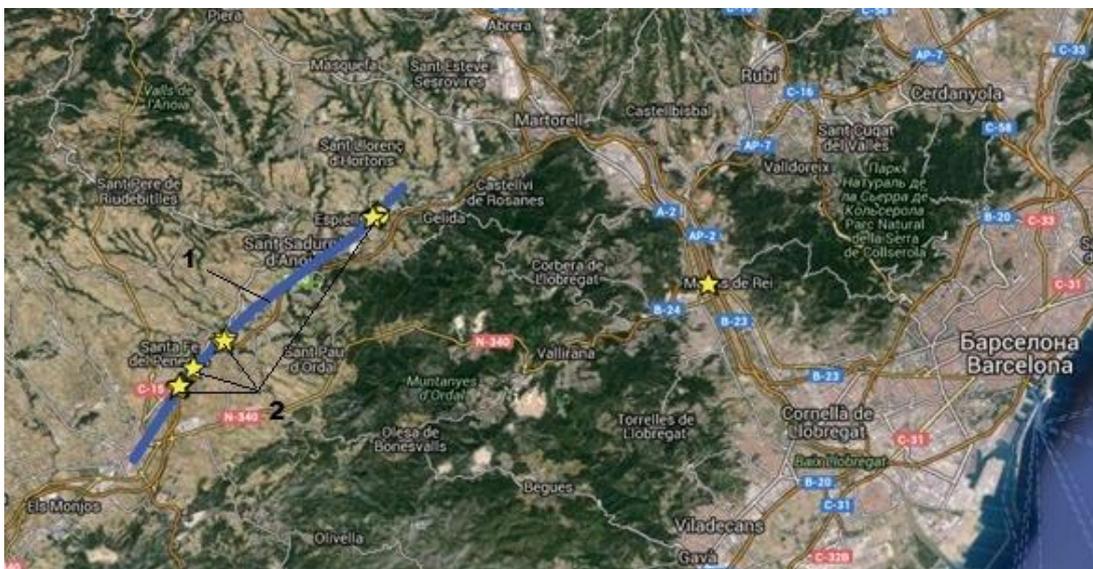


Рис. 2. План местности проведения измерений: 1 – участок трассы с максимальной эксплуатируемой скоростью 300 км/ч, 2 – точки проведения измерений

2. Анализ результатов измерений

Согласно ГОСТ 31296.1-2005 (ИСО 1996-1:2003) максимальным корректированным уровнем звукового давления является наибольший корректированный уровень звукового давления на заданном временном интервале. При обработке результатов измерений максимальные уровни звука принимались с использованием временной характеристики шумомера «slow» («медленно»).

Результаты измерений звукового поля на различной высоте от земли на расстоянии 25 м от оси при проезде поезда со скоростью 300 км/ч представлены в Табл. 2.

Таблица 2

Результаты измерений максимального уровня звука

Высота точки измерений	L_{ASmax} , дБА (средние значения по всем измерениям)	Разница между уровнями звука на высоте 1,5 м и 7,0 м
7,0 м	88-90	Δ = 2-3 дБА
5,0 м	87-89	
3,0 м	86-88	
1,5 м	85-87	

Результаты измерений показывают, что на высоте 7,0 м максимальные уровни звука выше максимальных уровней звука на высоте 1,5 м в среднем на 2-3 дБА, что подтверждает теоретические сведения о превалировании аэродинамического шума

пантографа над другими источниками шума, в том числе шума качения, в суммарном звуковом поле при скоростях движения 300 км/ч. В свою очередь, исследования, проведенные в России на поездах с меньшими скоростями (до 200 км/ч), говорят о превалировании шума качения [3], что также экспериментально подтверждает граничную скорость в 250 км/ч как условие смещения основного источника шума в общем уровне с шума качения на аэродинамический шум (шум пантографа).

Следует также отметить, что за продолжительность звукового события, согласно ГОСТ 31296.1-2005 (ИСО 1996-1:2003), принимался интервал времени, в течение которого уровень звука, создаваемый поездом, отличался от фонового уровня звука более чем на 10 дБА. Так, для поезда длиной 400 м звуковое событие длилось в среднем 17 с, при этом интервал времени с начального момента изменения фонового уровня звука (с учетом интервала времени при разнице между фоновым уровнем звука и создаваемым уровнем при происшествии звукового события менее 10 дБА) до его возвращения на исходный уровень составляло 35 с, что более чем в 2 раза выше ранее определенной протяженности звукового события, в то время как непосредственное прохождение поезда мимо точки наблюдений занимает 4,8 с.

Те же самые параметры для поезда длиной 200 м составляют: 13 с, 30 с и 2,4 с.

График изменения максимального уровня звука от фоновых значений до пиковых с нанесением временной шкалы представлен на Рис. 3.

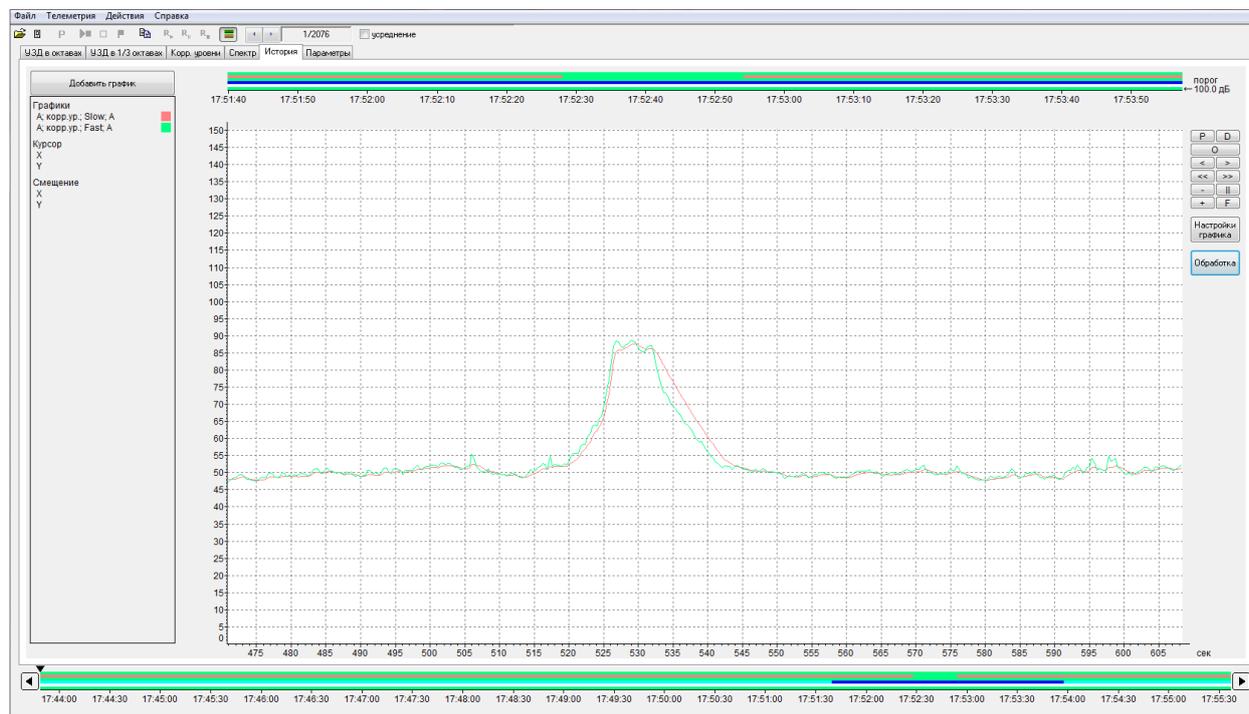


Рис. 3. Изменение максимального уровня звука при прохождении поезда со скоростью 300 км/ч

Максимальная скорость возрастания звука на рассматриваемом графике наблюдается на 525-527 с и составляет приблизительно 8 дБА/с (при непосредственном прохождении поезда мимо точки наблюдения), в то время как при приближении поезда

скорость возрастания звука составляет в среднем 1,5 дБА/с, что в 6 раз ниже. Известно, что помимо характера шума, скорость возрастания звука также влияет на его восприятие человеком.

По результатам анализа графика возрастания максимального уровня звука при прохождении высокоскоростного поезда мимо точки наблюдения, следует отметить, что при определении продолжительности звукового события, согласно существующей нормативной базе, действующей на территории РФ не учитываются уровни звука при приближении поезда, когда разница между фоновым и создаваемым уровнями звука менее 10 дБА, что составляет практически половину периода изменения давления воздуха в окружающей среде относительно изначального уровня. Учет данного интервала может быть полезен и целесообразен при определении эквивалентного уровня звука, создаваемого одиночным звуковым событием (проездом поезда). Также, в действующей нормативной документации отсутствует критерий оценки звукового события в зависимости от скорости возрастания звука. Введение данного параметра может быть полезно при изучении воздействия различных источников шума на человека.

Заключение

Результаты выполненных исследований по изучению процесса шумообразования при проезде высокоскоростных поездов, проведенная на железных дорогах Испании на поездах серии AVE 103 со скоростью движения 300 км/ч позволили сделать следующие выводы:

- подтверждено превалирование аэродинамических источников шума (пантографа) в суммарном уровне;
- предложено учитывать интервал времени при возрастании уровня звука с разницей менее 10 дБА с фоновыми уровнями на территории при приближении и отдалении поезда для более достоверного определения эквивалентного уровня звука, и последующей его оценки;
- предложено введение параметра скорости возрастания звука при описании характеристик источников шума и оценке степени воздействия звукового события на человека.

Список литературы

1. ГОСТ 32203-2013 «Железнодорожный подвижной состав. Акустика. Измерение внешнего шума».
2. ISO 3095:2013 «Railway application. Acoustics. Measurement of noise emitted by railbound vehicles» [Железнодорожный транспорт. Акустика. Измерение шума, создаваемого рельсовыми транспортными средствами].
3. Д.А. Куклин «Экспериментальные исследования источников шума подвижного состава железнодорожного транспорта», Защита населения от повышенного шумового воздействия: Сборник докладов II Всероссийской научно-практической конференции с международным участием (Россия, Санкт-Петербург, 17-19 марта 2009 г.) / под ред. Н.И. Иванова – Санкт-Петербург : Изд-во ИННОВА, 2014. – 660 с. ISBN 978-5-9906108-3-5. стр. 562-579.

-
4. DOT/FRA/ORD-12/15 High-Speed Ground Transportation Noise and Vibration Impact Assessment. U.S. Department of Transportation. Federal Railroad Administration. Washington, DC 20590, September 2012.