

УДК: 629.017:629.018

OECD: 629.017:629.018

Моделирование свойств низкочастотных абсорберов с акустическими черными дырами

Рахматов Р.И.^{1*}, Говердовский В.Н.², Карпов Е.В.³

¹К.т.н., главный специалист, Государственный научный центр РФ ФГУП «НАМИ»,

²Д.т.н., в.н.с., ³Д.ф.-м.н., в.н.с.,

^{2,3}Московский политехнический университет,

^{1,2,3} г. Москва, РФ

Аннотация

В статье представлен подход к разработке системы снижения структурного шума на низких частотах, критических для качественного звукового восприятия операторами и пассажирами транспортной техники. Он включает проектирование шумопоглощающей метаструктуры, содержащей композитный элемент с эффектом акустической черной дыры, разработку и реализацию численных алгоритмов моделирования и анализа свойств модели системы, локальную валидацию модели путем расчета и сравнения значений функции передачи шума до и после установки метаструктуры в источниках низкочастотной структурной вибрации элементов конструкции легкового автомобиля. Применение подхода может качественно изменить возможности практического решения проблемы структурного шума до безопасного и комфортного уровней в современных и перспективных типах транспортной техники.

Ключевые слова: автотранспортное средство, низкочастотный структурный шум, динамический абсорбер, метаструктура, акустическая черная дыра.

Modeling the properties of low-frequency absorbers with acoustic black holes

Rakhmatov R.I.^{1}, Goverdovskiy V.N.², Karpov E.V.³*

¹PhD, chief specialist, State Research Center «NAMI»,

²DSc, leading researcher, ³DSc, leading researcher,

^{2,3}Moscow Polytechnic University,

^{1,2,3}Moscow, Russia

Abstract

This paper presents an approach for developing the systems suppressing the low-frequency structural noise critically affecting the sound perception of men-operators and passengers in the motor vehicles. This includes the design of a sound-absorbing metastructure comprising a composite element with an effect of the acoustic black hole, development and realization of numerical algorithms for modeling and analyzing the properties of the system model, and local validation of the model by calculating and comparing the values of the noise transmission function before and after inserting the metastructure into the sources of the low-frequency structural vibration of the motor vehicle constructive parts. The use of the approach can qualitatively change the possibilities for practical solving the issue of structural noise to safe and comfortable levels in advanced and promising types of the motor vehicles.

Keywords: *motor vehicle, low frequency structural noise, dynamic absorber, metastructure, acoustic black hole.*

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

Введение

Низкочастотные структурные вибрации и шум трудноразрешимая и, в то же время, ключевая проблема обеспечения безопасности и функциональной активности операторов, комфорта пассажиров, надежной работы бортового оборудования. Поиск решений проблемы есть одно из основных направлений совершенствования современной и создания новых видов транспортной техники [1–7]. Причина сложности поиска состоит в большом количестве источников колебаний, интенсивность которых может многократно усиливаться извне [8, 9]. Традиционные механизмы динамического гашения и структурного демпфирования не могут быть использованы вследствие жестких ограничений к количеству присоединительных мест, размерам и весу подобных механизмов, избыточных для структуры объекта защиты [10, 11].

Разработчики пытаются найти решения комплексной проблемы виброакустики. Достаточно широкое распространение получили динамические абсорберы (ДА) с эффектом акустической черной дыры (АЧД) [12]. Феноменологическая модель действия ДА+АЧД в колебательных системах исследуемого типа представляется следующим образом. Происходит частичная «перекачка» энергии низкочастотных структурных вибраций от источника к ДА и замедление распространения волн звуковых частот в «акустическом волноводе» с эффектом АЧД. Известные подходы к исследованию моделей ДА+АЧД отличаются оригинальностью и имеют определенную эффективность [13–16]. Известные модели ДА+АЧД пока далеки от технических решений для практической реализации комбинированного механизма подавления колебаний, вредных и опасных для человека и техники, и, главное, рассчитаны на снижение структурного шума в диапазонах частот 1–10 кГц и выше.

Однако ключевая проблема в том, что критическими для качественного звукового восприятия человеком, например, водителем и пассажирами автотранспортного средства (АТС), являются низкие звуковые частоты, в частности, 50–500 Гц. В данной статье рассматриваются вопросы проектирования и исследования моделей системы снижения низкочастотного структурного шума с помощью метаструктур, элементами которых являются ДА+АЧД. Представлены результаты решения новых задач численного моделирования и модального анализа элементов метаструктур, расчета и сравнения значений функции передачи шума (ФПШ) до и после установки моделей элементов метаструктур в точках элементов конструкции реального АТС с максимальным уровнем структурных вибраций (пучности колебаний) в исследуемом диапазоне частот.

1. Разработка структуры и дизайна ДА+АЧД

Одна из схем модели системы снижения структурного шума представлена на рисунке 1. Модель на рисунке 1а содержит, в общем случае, элемент 1 вибрирующей поверхности конструкции АТС и метаструктуру, включающую монолитный или составной элемент 2 (ДА+АЧД), прикрепляемый к элементу 1 в расчетной или экспериментально установленной точке воздействия структурной вибрации (в узле пучности колебаний), и, при необходимости, дополнительный элемент 3 для повышения качества шумопоглощения в исследуемом диапазоне звуковых частот. Центральное плато ДА+АЧД толщиной $h = const$ предназначено для присоединения данного элемента метаструктуры к поверхности элемента 1 в зонах пучности колебаний. Воронкообразная часть ДА+АЧД имеет переменную геометрию в радиальном направлении: от максимального $R = var$ до минимального $r = var$ значений. При этом, общая глубина элемента 2 метаструктуры составляет $H = var$, включая суммарную толщину $h_0 = var$ одно- или многослойного дополнительного элемента 3.

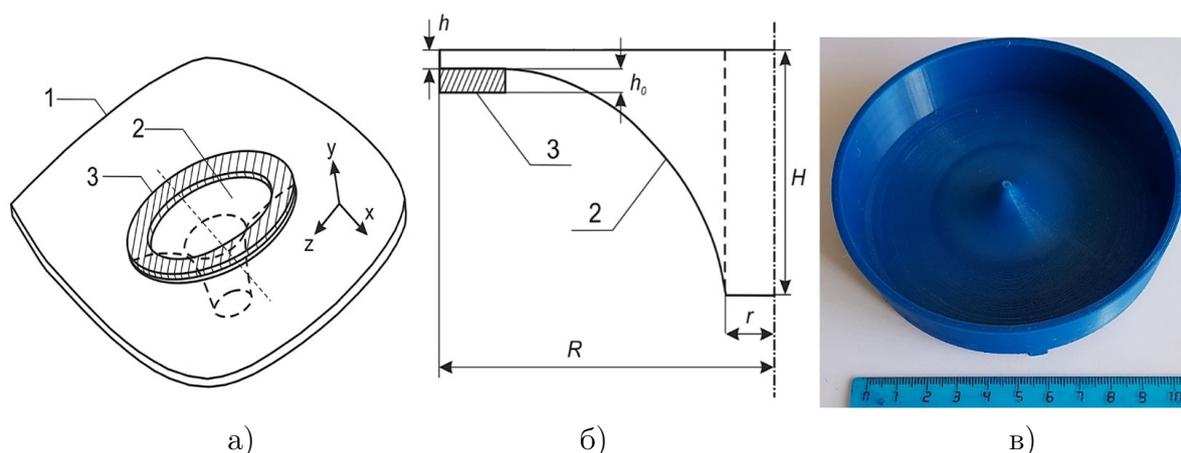


Рис. 1. Модель системы снижения структурного шума: (а) общая компоновочная схема, где 1 - элемент конструкции, излучающей колебания, 2 - элемент ДА+АЧД метаструктуры, 3 - дополнительный элемент метаструктуры, (б) геометрия (вариант) ДА+АЧД, (в) физическая (лабораторная) модель (вариант) ДА+АЧД

Элемент 2 (ДА+АЧД) метаструктуры (см. пример на рис. 1б) проектируется из композитных материалов и представляет собой осесимметричное тело вращения с переменными профилем и толщинами в радиальном и осевом направлениях, элемент 3 – также из композитных материалов. Элементы метаструктуры проектируются на основе полимерных композитов, способных обеспечить решение акустической проблемы в исследуемом диапазоне частот. В настоящее время разрабатывается практический дизайн элемента 2 (ДА+АЧД), в частности, изготовлены физические модели (см. пример на рис. 1в) из полиамидов с неорганическими полидисперсными наполнителями. Элемент 3, в зависимости от конкретной задачи, может быть выполнен из одного или двух тонких слоев различных композитов. Например, разработанные тест-образцы композитов на основе вспененных, с открытой пористостью 84–93%, и волокнистых материалов с наполнителями, показали возможность, по меньшей мере, на 12–17 дБ повышения качества шумопоглощения в полосе частот $f = 125\text{--}250$ Гц [17, 18]. На этапе МКЭ-моделирования системы (см. далее) характеристики (упругости, пористости и др.) композитных материалов задаются в пределах значений, которые позволяют сместить показатели эффективности системы в сторону низких частот.

2. Алгоритм моделирования и анализа динамики модели системы

С помощью ранее разработанных и апробированных численных процедур [9] сгенерированы характеристики источников структурных вибраций и исследованы модальные характеристики модели системы снижения низкочастотного структурного шума. Рассчитаны входные и выходные значения звукового давления и, соответственно, ФПШ до и после установки элемента метаструктуры ДА+АЧД на вибрирующую поверхность в определенных точках элементов конструкции АТС. Рассчитаны также сравнительные оценки эффективности снижения структурного шума по критерию эффективности ФПШ в исследуемом диапазоне низких частот. Для повышения достоверности результатов МКЭ-моделирования и анализа свойств разрабатываемой метаструктуры использованы экспериментальные данные измерения интенсивности колебаний определенных элементов конструкции реального АТС (легкового автомобиля представительского класса) [9]. Общий алгоритм моделирования и анализа динамики модели системы защиты (снижения структурного шума) показан на рисунке 2.

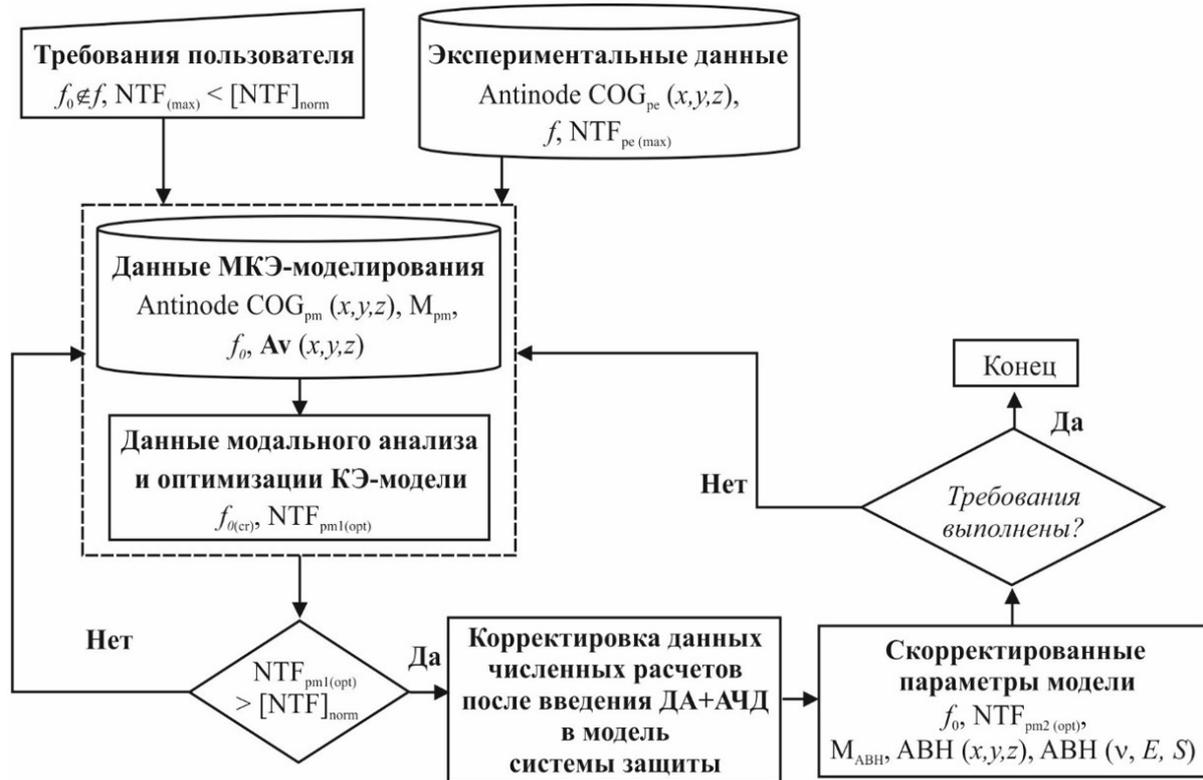


Рис. 2. Алгоритм моделирования и реализации процедур анализа динамики модели системы снижения низкочастотного структурного шума с помощью метаструктуры, содержащей ДА+АЧД элемент

На рисунке 2 приняты следующие обозначения: f_0 и f – диапазоны частот собственных и вынужденных колебаний поверхностей панелей пола АТС; $f_0(cr)$ – критические частоты; $Av(x,y,z)$ вектор собственных форм колебаний; NTF – значения ФПШ, где нижние индексы 1 и 2 относятся к значениям ФПШ до и после установки ДА+АЧД, max – к максимальным, $norm$ – к допустимым и pe – экспериментальным (измеренным на определенной панели АТС), соответственно; $Antinode\ COG_{pe}(x,y,z)$ и $Antinode\ COG_{pm}(x,y,z)$ – координаты мест пучности колебаний, полученных экспериментально и задаваемые при МКЭ-моделировании; M_{pm} и $M_{АВН}$ – массы панели и ДА+АЧД; $АВН(x,y,z)$ и $АВН(v, E, S)$ – локальные координаты установки, механические характеристики и габаритные размеры ДА+АЧД, соответственно.

В соответствии с разработанным алгоритмом, решены задачи МКЭ-моделирования и исследования динамики модели системы, включая: (а) разработку структуры и геометрии КЭ-модели элемента метаструктуры со свойствами ДА+АЧД, при заданных габаритных и компоновочных ограничениях локальных зон пучности колебаний панелей АТС; (б) анализ структурных вибраций поверхностей элементов конструкций (панелей) реального АТС, (в) расчет и оптимизацию звуковых частот до и после установки данного элемента метаструктуры; (г) получение численных соотношений и анализ превышения целевых значений ФПШ с идентификацией зон пучности колебаний; (д) сравнительный анализ уровней низкочастотного структурного шума до и после установки элемента метаструктуры в зонах пучности, спрогнозированных на этапе экспериментального (стендового) исследования; (е) оптимизацию КЭ-модели для оценки возможности настройки структуры и геометрии элемента метаструктуры со свойствами ДА+АЧД для последующих этапов практического проектирования.

3. Моделирование и сравнительный анализ свойств вариантов модели системы по критерию эффективности снижения структурного шума ФПШ

Далее выполнен цикл МКЭ-моделирования динамической реакции по критерию эффективности ФПШ для различных вариантов модели системы снижения структурного шума на входное вибрационное воздействие в заданном диапазоне низких частот, установленной в заданных точках основных и вторичных источников возникновения такого воздействия.

В частности, выполнен модальный анализ вариантов подобной модели. Для этого, с учетом ограничений на компоновку вибрирующих элементов (например, панелей днища АТС), путем оптимизационных расчетов с помощью апробированных численных процедур и экспериментальных исследований [9], выбраны значения масс, механических и геометрических характеристик КЭ-модели элемента метаструктуры со свойствами ДА+АЧД. Некоторые результаты (репрезентативная выборка частот и форм колебаний) численного решения данной задачи представлены на рис. 3.

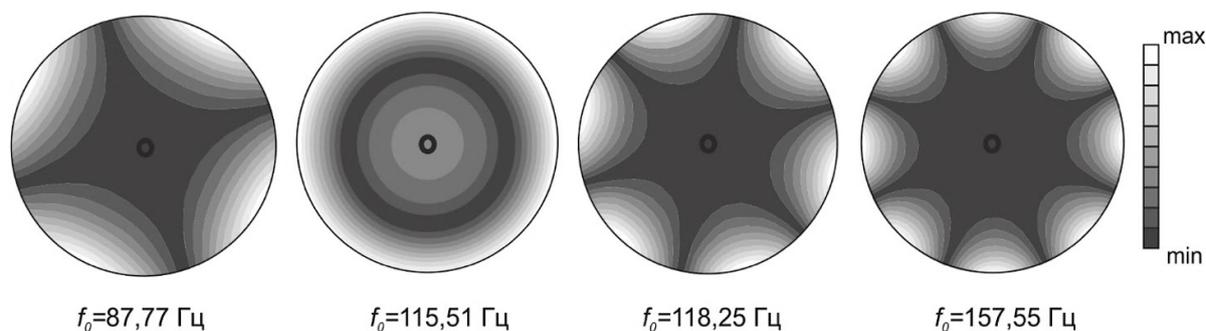


Рис. 3. Формы и частоты собственных колебаний модели системы, включающей элемент метаструктуры с эффектом ДА+АЧД

Анализ расчетных данных показывает, что первая (фундаментальная) частота модели системы составляет 87,77 Гц, что лишь на $\sim 2\%$ отличается от целевого значения 86 Гц, соответствующего частоте максимальных значений ФПШ, измеренных в контрольных точках определенных элементов конструкции реальных легковых АТС представительского класса (в частотности, автомобилей АURUS).

Моделирование и сравнительные оценки значений ФПШ выполнены для масштабных КЭ-моделей элемента метаструктуры ДА+АЧД, присоединяемого к элементам конструкции реального АТС. Данные модели присоединялись в точках А и Б локальных пространств элементов конструкции с максимальной пучностью колебаний (вибрации панели днища). Микрофоны 1 и 2 устанавливались у левого и правого ушей водителя, 3 и 4 – у левого и правого ушей заднего пассажира (см. рисунок 4).

Для анализа расчетных значений ФПШ задавалось гармоническое единичное воздействие, например, в точках крепления промежуточной опоры карданного вала (Z -направление), в левой передней точке крепления заднего подрамника (Y -направление) и правой передней точке крепления заднего подрамника (Y -направление). Выбранные точки и направления имеют максимальные амплитуды ФПШ относительно других точек крепления основных и вторичных источников воздействия. За точку отклика на такие воздействия принято, согласно ГОСТ 33555-2015 «Автомобильные транспортные средства. Шум внутренний. Допустимые уровни и методы испытаний», левое ухо пассажира, сидящего на заднем сидении справа (см. точку 3 на рисунке 4).

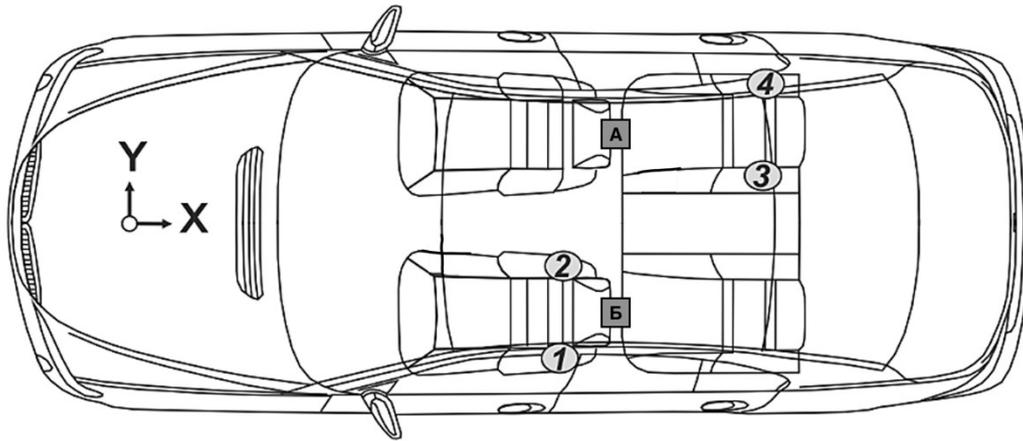


Рис. 4. Схема (план) размещения моделей ДА+АЧД и микрофонов

В таблице 1 представлены примеры граничных условий для решения задачи численного анализа динамики модели системы. Это - координаты мест установки элементов метаструктур со свойствами ДА+АЧД вблизи локальных зон максимальной пучности колебаний (низкочастотной вибрации) панелей АТС. Такие зоны, согласно данным стендовых измерений, располагаются под ногами пассажиров на заднем сидении. Координаты установки пары масштабных моделей элементов метаструктуры, обозначенных точками А и Б на рисунке 4, заданы в глобальной системе координат АТС.

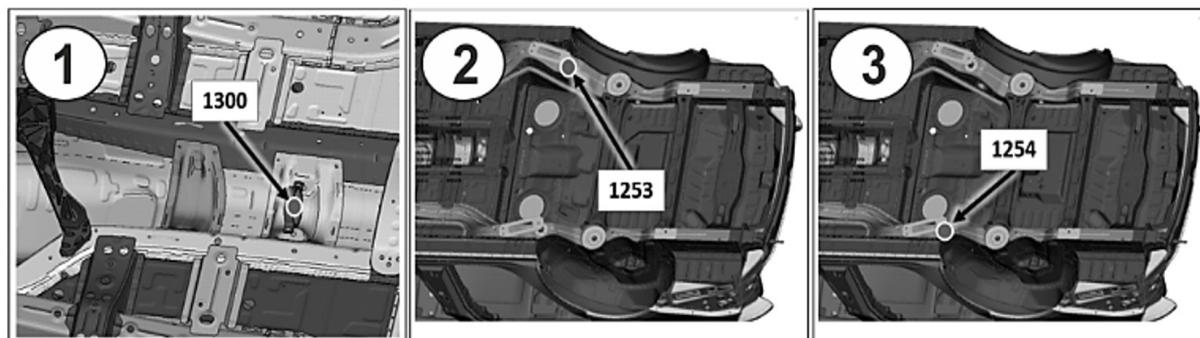
Таблица 1

Локальные координаты установки пары ДА+АЧД

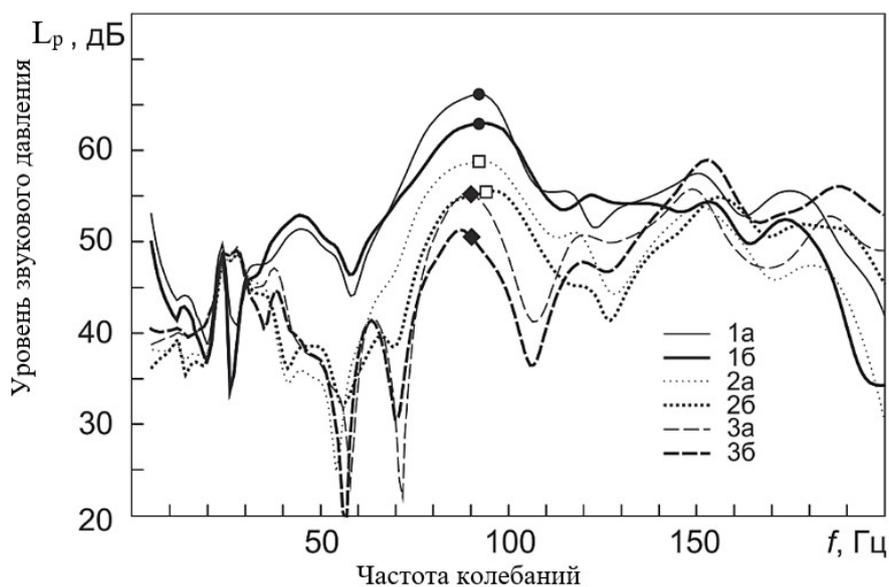
Масса расчетной модели ДА+АЧД, кг	m=0,386		
Положение центра тяжести масштабной КЭ-модели элемента метаструктуры, установленного на правой панели (точка А) днища салона, в глобальной системе координат АТС, мм	$X_1=2074,7$	$Y=334,1$	$Z=-76,8$
Положение центра тяжести масштабной КЭ-модели элемента метаструктуры, установленной на левой панели (точка Б) днища салона, в глобальной системе координат АТС, мм	$X=2074,7$	$Y=-334,1$	$Z=-76,8$

Расчетные оценки эффективности системы снижения структурного шума (по величине уровня звукового давления L_p , дБ) в диапазоне частот 10-200 Гц с помощью КЭ-моделей ДА+АЧД сделаны в точках элементов конструкции АТС, где, согласно измерениям, выявлены максимумы таких колебаний. При этом в качестве опорного давления принимается значение $P_0 = 20$ мкПа. Примеры сравнительных значений ФПШ для легкового АТС представительского класса приведены на рисунке 5. Здесь, цифрами 1, 2 и 3 обозначены зоны источников низкочастотного вибрационного воздействия, где 1 — точка крепления промежуточной опоры карданного вала (Z -направление, точка 1300), 2 — левая передняя точка крепления заднего подрамника (Y -направление, точка 1253), 3 — правая передняя точка крепления заднего подрамника (Y -направление, точка 1254). Графики 1а–3а соответствуют результатам расчетов

ФПШ до установки, а графики 16-36 — после установки элемента метаструктуры ДА+АЧД в модель системы. Анализ результатов МКЭ-моделирования показывает, что разрабатываемая модель элемента ДА+АЧД метаструктуры способна существенно, на 5-6 дБ, снизить уровни структурного шума в исследуемом диапазоне низких частот.



а)



б)

Рис. 5. Сравнительные оценки эффективности снижения структурного шума: (а) элементы конструкции легкового АТС и точки низкочастотного вибрационного воздействия, (б) результаты моделирования отклика (структурного шума)

Заключение

В статье рассмотрен подход к решению одной из критических проблем виброакустики транспортной техники: низкочастотного структурного шума, влияющего на качественное звуковое восприятие водителями и пассажирами АТС. Представлены результаты разработки и тестирования подхода применительно к решению данной проблемы для легкового АТС представительского класса. В частности, разработана модель системы снижения структурного шума в заданном диапазоне частот, содержащей элемент шумопоглощающей метаструктуры с эффектом акустической черной дыры. Разработаны и реализованы алгоритмы численного моделирования и анализа свойств модели системы. Расчеты показали, что предложенная модель элемента метаструктуры способна существенно, на 5-6 дБ, уменьшить уровни структурного шума, генерируемого вибрирующими поверхностями определенных элементов конструкции реального

АТС. Локальная валидация результатов моделирования показала, что характерными источниками таких колебаний являются точки вибрирующих элементов конструкции кузова (переднего и заднего подрамников), трансмиссии (промежуточной опоры крепления карданного вала), а также системы выхлопа отработанных газов.

Авторы также прогнозируют практическую возможность достижения качественно нового уровня снижения структурного шума в диапазоне частот, наиболее вредных и опасных для человека, а также бортовой электроники, например, до 20 дБ и более. С этой целью, ведется разработка дизайна шумопоглощающих метаструктур с настраиваемыми геометрическими и функциональными характеристиками на основе прочных, легких полимерных композитных материалов с модифицирующими полидисперсными наполнителями. Это позволит решить на практике задачи снижения структурного шума в заданном диапазоне частот до безопасных и комфортных уровней в перспективных видах транспортной техники различного назначения.

Исследования, результаты которых представлены в статье, выполнены при поддержке гранта Российского научного фонда, научный проект № 23-19-00258. Авторы выражают благодарность также М.А. Миронову, ведущему научному сотруднику Акустического института имени акад. Н.Н. Андреева, за полезные консультации.

Список литературы

1. Y. Liao, H. Huang, G. Chang et al., Research on low-frequency noise control of automobiles based on acoustic metamaterial // *Materials*. - № 15. – 2022. С. 3261.
2. Мунин А.Г. Авиационная акустика. М.: Машиностроение, 1986.
3. Ермаков В.Ю., Кузнецов Д.А., Телепнев П.П., Сова А.Н. Предложение по виброзащите прецизионной оптико-электронной аппаратуры космического аппарата «Спектр-УФ» // *Вопросы электромеханики*. - Т. 135. – 2013. - С. 17-20.
4. Пименов И.К., Кузнецова А.Д. Выявление и устранение причин низкочастотных колебаний плиты плавающего пола машинного отделения // *Noise Theory and Practice*. – № 8(1). – 2022. - С. 35-44.
5. Кирпичников В.Ю., Сятковский А.И., Шашурин А.Е., Кудаев А.В. Экспериментальные исследования эффективности вибропоглощающего покрытия с металлическим армирующим слоем различной // *Noise Theory and Practice*. – № 8(1). – 2022. - С. 29-34.
6. Кирпичников В.Ю., Смольников В.Ю., Кудаев А.В., Гусева Е.В., Сятковский А.И. Экспериментальные исследования вибродемпфирующих свойств композитных материалов на основе бумажно-слоистых пластиков hpl, содержащих встроенные слои из термопластичных пленок вpc-2,5 // *Noise Theory and Practice*. – № 8(4). – 2022. - С. 40-48.
7. Сятковский А.И., Рюткянен Е.А., Кудаев А.В. Демпфирование в трехслойных конструкциях металл-полимер-металл с термопластичной поливинилацетатной пленкой. // *Noise Theory and Practice*. – № 2(8). – 2022. - С. 24-34.
8. Y. Wang, H. Guo, C. Yang, Vehicle interior noise mechanism and prediction. In the book *Vehicle Interior Sound Quality. Analysis, Evaluation and Control* // Springer. – 2023. - P. 5-62.
9. Рахматов Р.И., Тремясов В.В., Ликеев А.П. и др. Исследования модальных характеристик с целью комплексной валидации расчётной модели на примере кузова современного автотранспортного средства. // *Труды НАМИ. Автомобилестроение*. - № 3. – 2023. - С. 6-32.

10. M. Lee, V.N. Goverdovskiy, *Vibration Protection Systems: Negative and Quasi-Zero Stiffness* (Cambridge University Press, 2021).
11. M.B. Kumbhar, R.G. Desavale, T. Jagadeesha, Recent advances in magnetorheological damping systems for automotive technology. In the book *Intelligent Manufacturing Systems in Industry 4.0* // Springer. – 2023. – P. 123-133.
12. V.V. Krylov, Localized flexural waves in wedges of power-law profile and their relationship with acoustic black holes (Preprint, Loughborough University, UK, 2019).
13. Миронов М.А. Распространение изгибной волны в пластине, толщина которой плавно уменьшается до нуля на конечном интервале. // *Акустика*. – № 34. – 1988. – С. 546-547.
14. S. Hoffmann, S. Rothe, S.C. Langer, Acoustic black holes – modelling, shaping, placement and application. In the book *Calm, Smooth and Smart* // Springer. – 2023. – P. 169-188.
15. H. Ji, X. Zhao, N. Wang et al., A circular eccentric vibration absorber with circumferentially graded acoustic black hole features // *Journal of Vibration and Acoustics* – V. 144. – 2022. – P. 1-35.
16. T. Zhou, L. Cheng, Planar swirl-shaped acoustic black hole absorbers for multi-directional vibration suppression // *Journal of Sound and Vibration*. – V. 516. – 2022. P. 116500.
17. Карпов Е.В., Goverdovskiy В.Н., Бровкина Ю.И., Михайленко М.А., Горбунов Ф.К. Моделирование структурных элементов широкополосных низкочастотных шумопоглотителей для транспортной техники. // *Доклады Российской академии наук. Физика, технические науки*. – 2025 (В печати).
18. Рахматов Р.И. Прогнозирование качественного изменения виброакустических характеристик автотранспортного средства. // *Noise Theory and Practice*. – № 3(38). – 2024. – С. 42-59.

References

1. Y. Liao, H. Huang, G. Chang et al., Research on low-frequency noise control of automobiles based on acoustic metamaterial // *Materials*. – V. 15. – 2022. P. 3261.
2. A.G. Munin, *Aeronautical Acoustics* (Mechanical Engineering, Moscow, Russia, 1986). (In Russian).
3. V.Y. Ermakov, D.A. Kuznetsov, P.P. Telepnev, A.N. Sova, A proposal for vibration protection of precision optoelectronics for spacecraft “Spectrum-UV”. *Transactions on Electromechanics* 135 (2013) 17-20. (In Russian).
4. I.K. Pimenov, A.D. Kuznetsova, Identification and elimination of causes of the low-frequency vibration of the floating floor in engine-room // *Noise Theory and Practice*. – V. 8(1). – 2022. – P. 35-44.
5. V.Y. Kirpichnikov, A.I. Syatkovskiy, A.E. Shashurin, A.V. Kudaev, Experimental study of effectiveness of a vibration absorbing coating with a metal reinforcing layer of various materials // *Noise Theory and Practice*. – V. 8(1). – 2022. – P. 29-34.
6. V.Y. Kirpichnikov, V.Y. Smolnikov, A.V. Kudaev, E.V. Guseva, A.I. Syatkovskiy, Experimental study of vibration damping properties of composite materials based on paper-laminated hpl-plastics containing embedded layers of thermoplastic films vps-2,5 // *Noise Theory and Practice*. – V. 8(4). – 2022. – P. 40-48.
7. A.I. Syatkovskiy, E.A. Ryutkyanen, A.V. Kudaev, Damping in the three-layer metal-polymer-metal structures with a thermoplastic polyvinyl acetate film. *Noise Theory and Practice* 2(8) (2022) 24-34.

8. Y. Wang, H. Guo, C. Yang, Vehicle interior noise mechanism and prediction. In the book *Vehicle Interior Sound Quality. Analysis, Evaluation and Control* // Springer. – 2023. – P. 5-62.
9. R.I. Rakhmatov, V.V. Tremyasov, A.P. Likeev et al., Study of modal characteristics of a modern vehicle for the purpose of comprehensive validation of the computational model using the body as an example. *Transactions of the NAMI. Automobile Production* 3 (2023) 6-32. (In Russian).
10. M. Lee, V.N. Goverdovskiy, *Vibration Protection Systems: Negative and Quasi-Zero Stiffness* (Cambridge University Press, 2021).
11. M.B. Kumbhar, R.G. Desavale, T. Jagadeesha, Recent advances in magnetorheological damping systems for automotive technology. In the book *Intelligent Manufacturing Systems in Industry 4.0* // Springer. – 2023. – P. 123-133.
12. V.V. Krylov, Localized flexural waves in wedges of power-law profile and their relationship with acoustic black holes (Preprint, Loughborough University, UK, 2019).
13. M.A. Mironov, Propagation of a bending wave in a plate whose thickness smoothly decreases to zero at a finite interval. *Acoustics* 34 (1988) 546-547.
14. S. Hoffmann, S. Rothe, S.C. Langer, Acoustic black holes – modelling, shaping, placement and application. In the book *Calm, Smooth and Smart* (Springer, 2023) pp. 169–188.
15. H. Ji, X. Zhao, N. Wang et al., A circular eccentric vibration absorber with circumferentially graded acoustic black hole features // *Journal of Vibration and Acoustics* – V. 144. – 2022. – P. 1-35.
16. T. Zhou, L. Cheng, Planar swirl-shaped acoustic black hole absorbers for multi-directional vibration suppression // *Journal of Sound and Vibration*. – V. 516. – 2022. P. 116500.
17. E.V. Karpov, V.N. Goverdovskiy, Y.I., Brovkina, M.A. Mykhaylenko, F.K. Gorbunov, Modeling the structural elements of broadband low-frequency sound absorbers for transport equipment. *The Reports of Russian Academy of Sciences. Physics, Technics* (2025). (In press, In Russian).
18. R.I. Rakhmatov, Predicting in qualitative change of vibration and noise characteristics in a motor vehicle // *Noise Theory and Practice*. – V. 3(38). – 2024. – P. 42-59.