

DOI: 10.12731/2227-930X-2022-12-1-76-91

УДК 629.331

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОЦЕССА ИЗМЕНЕНИЯ АМПЛИТУДНО-ЧАСТОТНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОДВЕСКИ АВТОМОБИЛЯ В ВИБРОРЕЖИМЕ ПРИ ИЗМЕНЕНИИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ САЙЛЕНТБЛОКОВ

В.С. Барадиев

В данной статье рассматривается аналитическое исследование влияния параметра технического состояния сайлентблоков подвески на амплитудно-частотную характеристику системы поддрессоривания автомобиля. Исследуется процесс изменения величины амплитуды колебаний и смещения резонансной частоты в виброрежиме. Выявлены закономерности влияния коэффициента остаточного демпфирования сайлентблоков подвески на амплитуду колебаний нормальной нагрузки на колёсах автомобиля при испытаниях на вибростендах.

Цель – теоретическое обоснование влияния технического состояния сайлентблока подвески по силовому параметру на амплитудно-частотную характеристику системы поддрессоривания автомобиля.

Метод или методология проведения работы: в данной статье, при выполнении расчетов, использовались численные методы решения дифференциальных уравнений, а также методы математического моделирования.

Результаты: разработана математическая модель, используемая для аналитического исследования влияния параметра технического состояния сайлентблоков на амплитудно-частотную характеристику системы поддрессоривания.

Область применения результатов: полученные результаты могут быть использованы заводами-изготовителями вибростен-

дов, основывающий метод EUSAMA, организациями, работающими в области разработки методов и средств диагностирования подвески автомобиля, а также использованы для расчетов параметров функционирования систем поддрессоривания автомобиля в стационарных гармонических режимах.

Ключевые слова: автомобиль; сайлентблок; подвеска; математическая модель; амплитуда; частота

MATHEMATICAL MODEL OF THE PROCESS OF CHANGING THE AMPLITUDE-FREQUENCY CHARACTERISTICS OF THE CAR SUSPENSION IN VIBRATION MODE WHEN THE TECHNICAL CONDITION OF THE SILENT BLOCKS CHANGES

V.S. Baradiev

This article discusses the analytical study of the influence of the parameter of the technical condition of the suspension silent blocks on the amplitude-frequency response of the car springing system. The process of changing the magnitude of the oscillation amplitude and the displacement of the resonant frequency in the vibration mode is investigated. The regularities of the influence of the coefficient of residual damping of suspension silent blocks on the amplitude of fluctuations of the normal load on the wheels of the car during tests on vibration stands are revealed.

Purpose – theoretical substantiation of the influence of the technical condition of the suspension silent block in terms of the power parameter on the amplitude-frequency characteristic of the car suspension system.

Method or methodology for conducting work: in this article, when performing calculations, numerical methods for solving differential equations were used, as well as methods of mathematical modeling.

Results: a mathematical model has been developed that is used for the analytical study of the influence of the technical state parameter

of silent blocks on the amplitude-frequency characteristic of the suspension system.

Practical implications: *the obtained results can be used by manufacturers of vibration stands based on the EUSAMA method, organizations working in the field of developing methods and tools for diagnosing a car suspension, and also used to calculate the parameters of functioning of car suspension systems in stationary harmonic modes.*

Keywords: *car; silent block; suspension; mathematical mode; amplitude; frequency*

Введение

В настоящее время в системах поддрессоривания современных автомобилей широкое применение нашли сайлентблоки. Сайлентблоки являясь составной частью подвески автомобиля, выполняют роль шарнирного звена, обеспечивая эластокинематику подвеску и демпфирующие свойства. Они являются силовыми элементами определяющие упругую характеристику подвески и в процессе эксплуатации под действием нагрузок, и внешних факторов меняют свои свойства. На сегодняшний день научные исследования сайлентблоков в большей степени направлены на решение задач, связанных с конструкторской частью, а именно повышение вибрационных качеств и комфортности движения [11, 12, 14, 15]. Изменения эксплуатационных показателей сайлентблоков исследуются в меньшей степени [9, 13]. Исследование влияния технического состояния сайлентблоков на амплитудно-частотную характеристику системы поддрессоривания является актуальной научно-исследовательской задачей. Так результаты многих научных исследований показывают, что техническое состояние системы поддрессоривания оказывает существенное влияние на показатели активной безопасности транспортных средств [1-3, 5, 6, 8]. Решение такой задачи требует теоретических и экспериментальных методов исследований. На данный момент времени выполнено аналитическое исследо-

вание с применением метода математического моделирования. Анализируется влияние технического состояния сайлентблоков подвески на амплитудно-частотную характеристики системы поддресоривания. Результатом должно стать оценка доли влияния сайлентблоков, в зависимости от их технического состояния, на демпфирующие свойства подвески автомобиля. Принято, автомобиль по конструкции имеет переднюю независимую подвеску на двух поперечных рычагах и включают амортизаторы с номерами OEM 2101-2905402, пружины OEM 2101-2902712, сайлентблоки OEM 2101-2904180 и OEM 2101-2904040, и колеса с размерностью 175/70 R13 с давлением в шинах 0,17 МПа.

Методы и материалы

Для решения поставленной задачи и написания математической модели процесса изменения величины амплитуды колебаний и смещения резонансной частоты в виброрежиме необходимо составить расчетную схему «Поддресоренная масса – Подвеска – Сайлентблок – Недресоренная масса – Автомобильная шина – Вибростенд EUSAMA» (рис. 1).

Процесс функционирования поддресоренного колеса в виброрежиме описывается моделью четверти автомобиля, которая дополнена математическим аппаратом динамики и кинематики для опорной платформы вибростенда.

Четверть автомобиля включает в себя поддресоренную и недресоренную массы, которые связаны между собой через элементы подвески: упругим элементом, демпфером, и направляющими устройствами. В состав направляющих устройств входят сайлентблоки.

Для моделирования свойств эластичной шины автомобиля используется также упругий элемент и демпфер. Уравнения поддресоренных и недресоренных составлены для одной степени свободы в направлении вертикальной оси Z . При этом они учитывают, жесткость и степень демпфирование шин, а также подвески автомобиля.

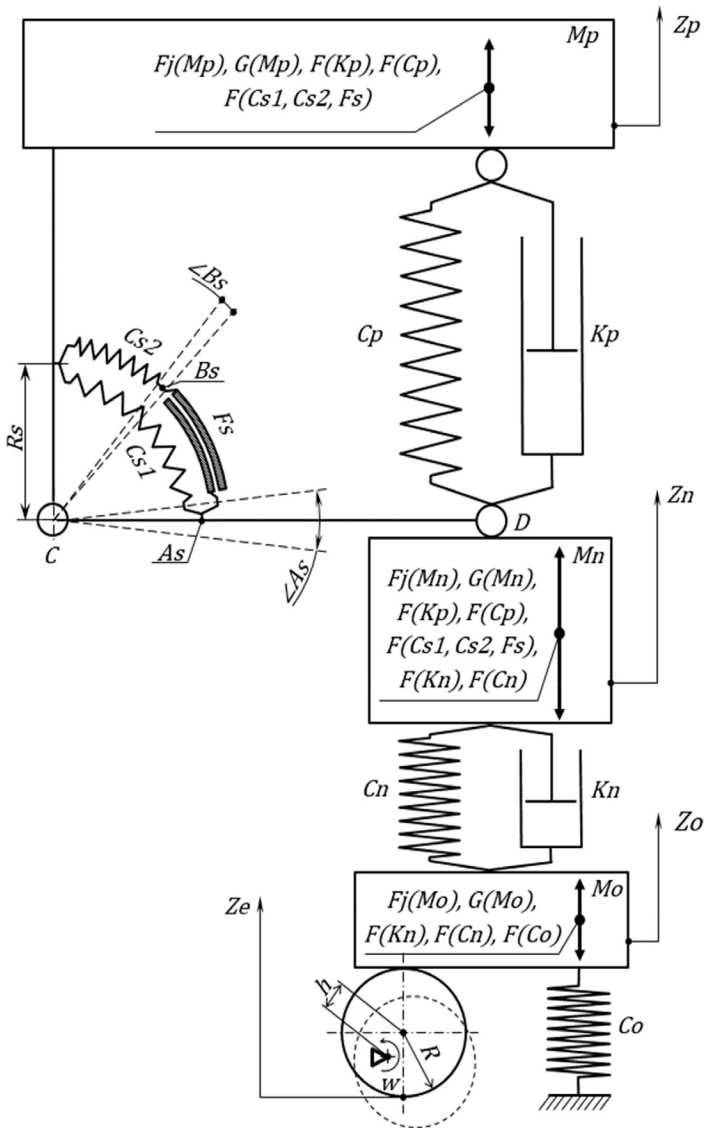


Рис. 1. Расчетная схема исследуемого процесса изменения величины амплитуды колебаний и смещения резонансной частоты подвески автомобиля с эластичной шиной на вибростенде

Из данной схемы можно представить следующее уравнение:

$$\ddot{z}_p = \frac{F(Kp) + F(Cp) + F(Cs1, Cs2, Fs) - G(Mp)}{M_p}, \quad (1)$$

Уравнение (1) описывает ускорение подрессоренной массы M_p , где:

$F(Kp)$ – усилие амортизатора подвески;

$F(Cp)$ – усилие пружины подвески;

$F(Cs1, Cs2, Fs)$ – усилие сайлентблока подвески;

$G(Mp)$ – вес подрессоренной массы.

Из расчетной схемы (рис. 1), усилие амортизатора подвески $F(Kp)$ определяется как:

$$F(Kp) = Kp \times (\dot{z}_n - \dot{z}_p), \quad (2)$$

и усилие пружины подвески $F(Cp)$:

$$F(Cp) = Cp \times (z_n - z_p). \quad (3)$$

Усилие закручивания сайлентблока рассчитывается с использованием разработанной на основе элементов упругости Гука и трения Сен-Венана полуэмпирической модели [7, 10]. Математическая модель процесса функционирования сайлентблока определяется суммой составляющих моментов в зависимости от величины и скорости закручивания.

Из расчетной схемы (рис. 1), усилие, развиваемое сайлентблоком подвески, имеет следующий вид:

$$F(Cs1, Cs2, Fs) = \frac{(Cs1 \times \angle A_s + Cs2 \times (\angle A_s - \angle B_s)) \times R_s}{CD}, \quad (4)$$

где: C_{s1} и C_{s2} – жесткость упругих элементов;

$\angle A_s$ – угол закручивания сайлентблока;

$\angle B_s$ – угол закручивания элемента трения в модели сайлентблока;

R_s – радиус сайлентблока;

CD – длина рычага.

Угол закручивания сайлентблока определяется:

$$\angle A_s = \arcsin \left(\frac{z_n - z_p}{CD} \right), \quad (5)$$

Угловая скорость элемента трения F_s в модели сайлентблока определяется как:

$$\angle \dot{B}_s = \begin{cases} \angle \dot{A}_s \rightarrow Cs2 \times (\angle A_s - \angle B_s) > F_s \\ 0 \rightarrow Cs2 \times (\angle A_s - \angle B_s) \leq F_s \end{cases}, \quad (6)$$

Вес подрессоренной массы определяется уравнением:

$$G(Mp) = Mp \times g, \quad (7)$$

где g – ускорение свободного падения.

Аналогичным образом, используя расчетную схему (рис. 1) необходимо рассмотреть неподрессоренную массу.

Из данной схемы можно представить следующее уравнение:

$$\ddot{Z}_n = \frac{F(Kn) + F(Cn) - F(Kp) - F(Cp) - F(Cs1, Cs2, Fs) - G(Mn)}{Mn}, \quad (8)$$

Уравнение (8) описывает ускорение неподрессоренной массы Mn , где:

$F(Kn)$ – демпфирующее усилие эластичной шины;

$F(Cn)$ – упругое усилие эластичной шины;

$G(Mn)$ – вес неподрессоренной массы.

Демпфирующее усилие эластичной шины $F(Kn)$ определяется как:

$$F(Kn) = Po \times Kn \times (\dot{Z}_o - \dot{Z}_n), \quad (9)$$

и упругое усилие эластичной шины $F(Cn)$:

$$F(Cn) = Po \times (Cn \times (Z_o - Z_n)), \quad (10)$$

Из расчетной схемы (рис. 1), условие отрыва колеса от опорной платформы вибростенда можно представить, как признак отрыва Po

$$Po = \begin{cases} 0 \rightarrow Z_n > Z_o \\ 1 \rightarrow Z_n \leq Z_o \end{cases} \quad (11)$$

Вес поддрессоренной массы определяется уравнением:

$$G(Mn) = Mn \times g. \quad (12)$$

Математическое описание работы вибростенда, реализующий принцип EUSAMA рассмотрим из двух составляющих частей стенда: математическое описание опорной платформы вибростенда, математическое описание эксцентрика вибростенда (кулачкового механизма).

Используя расчетную схему (рис. 1) можно записать уравнение, следующее вида:

$$\ddot{Z}_o = \frac{-F(Kn) - F(Cn) - F(Co) - G(Mo)}{Mo}, \quad (13)$$

Уравнение (13) описывает ускорение опорной платформы вибростенда Mo , где:

$F(Co)$ – усилие пружины опорной платформы вибростенда;

$G(Mo)$ – вес опорной платформы.

Из расчетной схемы (рис. 1), усилие пружины опорной платформы $F(Co)$ определяется как:

$$F(Co) = Co \times (Z_o), \quad (14)$$

Вес опорной платформы определяется уравнением:

$$G(Mo) = Mo \times g, \quad (15)$$

Условие ограничения кинематических параметров опорной платформы при взаимодействии с эксцентриком представляется в виде системы:

$$Z_o < Z_e \rightarrow \begin{cases} Z_o = Z_e \\ \dot{Z}_o = \dot{Z}_e \\ \ddot{Z}_o = \ddot{Z}_e \end{cases} \quad (16)$$

Следующим этапом, для описания работы вибростенда, рассмотрим математическое описание эксцентрика вибростенда (кулачкового механизма). Рассмотрим расчетную схему (рис. 1), кулачок вращается вокруг своей оси и во время поворота меняет свое положение и описывает радиус R относительно центра. Вертикальную координату точки взаимодействия эксцентрика и опорной платформы запишем в виде следующего уравнения:

$$Z_e = h \times (1 - \cos(2\pi \times \omega \times t - \Phi_e)) + \sqrt{R^2 - h^2 \times \sin^2(2\pi \times \omega \times t - \Phi_e)} - R, \quad (17)$$

Продифференцировав уравнение (17) получено уравнение, описывающее вертикальную скорость точки взаимодействия эксцентрика и опорной платформы вибростенда:

$$\dot{Z}_e = h \times \sin(2\pi \times \omega \times t - \Phi_e) - \frac{h^2 \times \sin^2(2\pi \times \omega \times t - \Phi_e) \times \cos(2\pi \times \omega \times t - \Phi_e)}{\sqrt{R^2 - h^2 \times \sin^2(2\pi \times \omega \times t - \Phi_e)}}, \quad (18)$$

Аналогично найдено уравнение, описывающее вертикальное ускорение точки взаимодействия эксцентрика и опорной платформы вибростенда:

$$\begin{aligned} \ddot{Z}_e = & h(\cos(2\pi \times \omega \times t - \Phi_e) - \\ & - \frac{h^3 \times \sin^2(2\pi \times \omega \times t - \Phi_e) \times \cos^2(2\pi \times \omega \times t - \Phi_e)}{\sqrt[3]{(R^2 - h^2 \times \sin^2(2\pi \times \omega \times t - \Phi_e))^2}} + \\ & + \frac{h^2 \times \sin^2(2\pi \times \omega \times t - \Phi_e)}{\sqrt{R^2 - h^2 \times \sin^2(2\pi \times \omega \times t - \Phi_e)}} - \\ & - \frac{h^2 \times \cos^2(2\pi \times \omega \times t - \Phi_e)}{\sqrt{R^2 - h^2 \times \sin^2(2\pi \times \omega \times t - \Phi_e)}}) \end{aligned} \quad (19)$$

где h – эксцентриситет;

Φ_e – значение фазы процесса для момента времени t .

Скорость изменения фазы при изменении частоты вращения эксцентрика стэнда определяется:

$$\dot{\phi}_e = t \times \dot{\omega}, \quad (20)$$

частота вращения эксцентрика стэнда:

$$\omega = f(t). \quad (21)$$

Представленные выражения (1–21) составляют базу разработанной программы для электронно-вычислительной машины [4] для расчета параметров функционирования подвески автомобиля на вибростэнде. Вычисления производились в программных средах Microsoft Excel и Scilab.

Результаты

При помощи разработанного математического аппарата выполнены расчеты, для аналитического исследования влияния изменения технического состояния сайлентблоков на амплитудно-частотную характеристику подвески автомобиля в виброрежиме. При выполнении расчетов, техническое состояние сайлентблоков варьировалось изменением его коэффициента остаточного демпфирования $K_{\text{ОД}}$ от 0 до 1. Изменялись два параметра, величина смещения резонансной частоты неподрессоренных масс (рис. 2, 3) и изменение амплитуды колебаний нормальной нагрузки на колёсах автомобиля (рис. 4, 5) от технического состояния сайлентблоков.

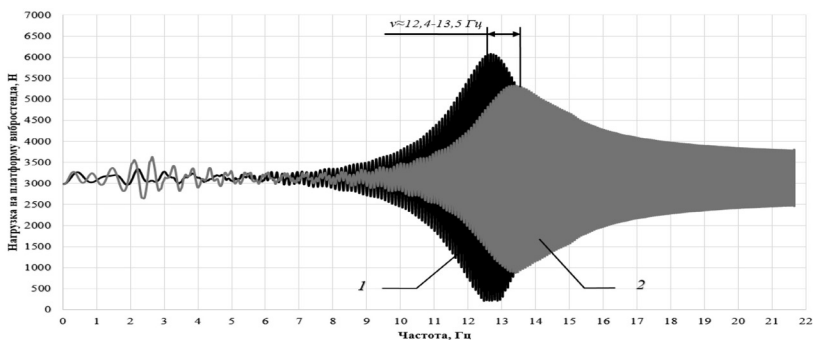


Рис. 2. Зависимость резонансной частоты ν неподрессоренных масс от технического состояния сайлентблоков:

1 – при неисправных сайлентблоках; 2 – при исправных сайлентблоках

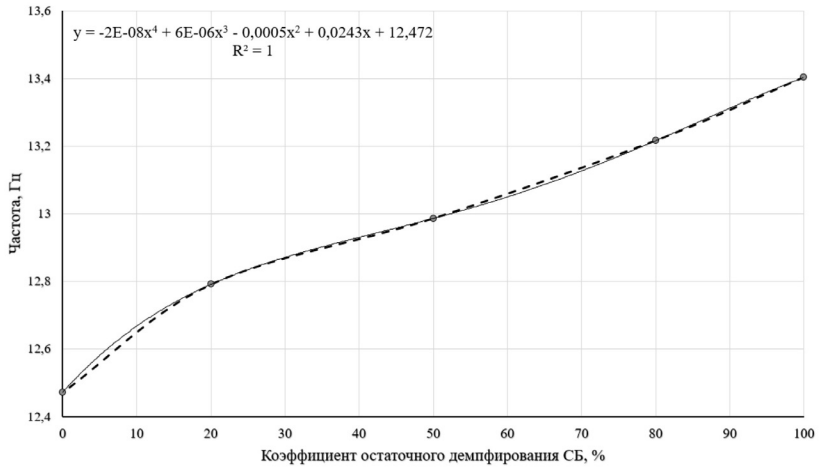


Рис. 3. Смещение резонансной частоты неподдресоренных масс при варьировании коэффициента остаточного демпфирования сайлентблоков

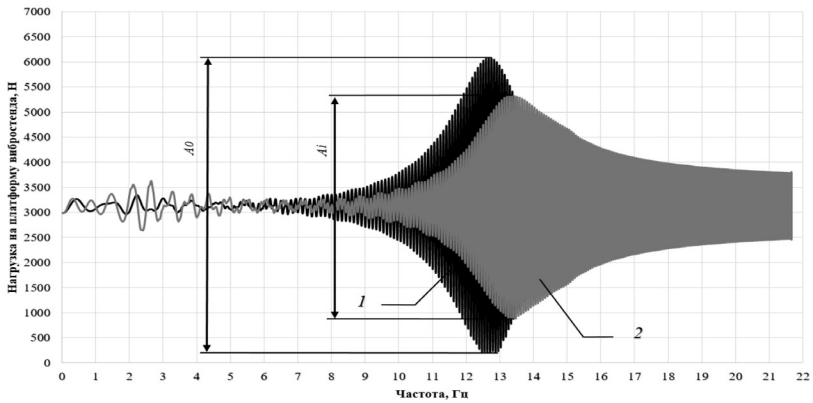


Рис. 4. Зависимость нормальной реакции R_z на колесе от частоты колебания опорной платформы вибростенда:
 1 – при неисправных сайлентблоках; 2 – при исправных сайлентблоках

Расчеты показывают, что снижение угловой жесткости сайлентблока приводит к уменьшению собственной частоты неподдресоренных масс. Смещение резонансной частоты от коэффициента остаточного демпфирования сайлентблока K_{ODP} изменяется в пределах 2 Гц.

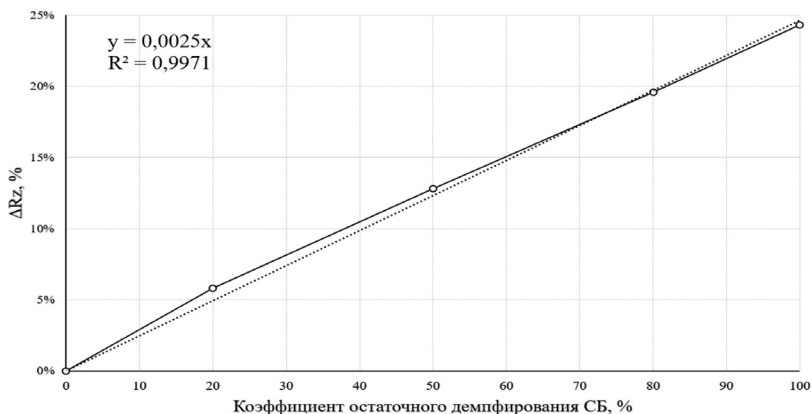


Рис. 5. Изменение амплитуды колебаний нормальной нагрузки на колёсах автомобиля при варьировании коэффициента остаточного демпфирования сайлентблоков

Коэффициент остаточного демпфирования $K_{\text{Од}}$ представляет отношение создаваемого усилия Fsb текущим сайлентблоком к заданному значению исправного сайлентблока. Изменение амплитуды колебаний нормальной нагрузки ΔR_z на колёсах автомобиля от технического состояния сайлентблоков, которое определяется как:

$$\Delta R_z = A_0 - A_1, \quad (22)$$

может достигать 24%.

Выполненные расчеты показали, что снижение усилия демпфирования сайлентблоками от номинального значения приводит к уменьшению резонансной частоты неподрессоренных масс в пределах 2 Гц и увеличивают амплитуду колебаний нормальной нагрузки ΔR_z на колёсах автомобиля в пределах 24%. Таким образом, разработанная математическая модель дает возможности для оценки влияния технического состояния сайлентблока подвески по силовому параметру на амплитудно-частотную характеристику системы поддрессирования автомобиля.

Информация о спонсорстве. Данное исследование было профинансировано Восточно-Сибирским государственным универси-

тетом технологий и управления в рамках гранта «Молодые ученые ВСГУТУ-2021», (Приказ № 435од от 10.03.2021).

Список литературы

1. Денисов И.В. Разработка методики управления техническим состоянием систем автомобиля, влияющих на безопасность движения: дис. ... канд. тех. наук. Владимир, 2011. 224 с.
2. Калачев С.М. Экспериментально-расчетный метод контроля качества работы гасящих устройств подвески автомобиля: дис. ... канд. тех. наук. Москва, 2006. 170 с.
3. Кузнецов Н.Ю. Контроль технического состояния автомобильных амортизаторов на основе характеристик сцепления шин с опорной поверхностью: дис. ... канд. тех. наук. Иркутск, 2019. 221 с.
4. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ №2020660831. Расчет параметров функционирования подвески автомобиля на вибростенде / Тихов-Тинников Д.А., Барадиев В.С. Заявка №2020619772. Дата поступления 02 сентября 2020 г. Зарегистрировано в Реестре программ для ЭВМ 14 сентября 2020 г.
5. Тебекин М.Д. Повышение эффективности определения технического состояния шаровых шарниров подвески легкового автомобиля: дис. ... канд. тех. наук. Орел, 2015. 158 с.
6. Тихов-Тинников Д.А. Аналитическое исследование влияния технического состояния подвески на тормозные свойства автомобиля // Журнал автомобильных инженеров. 2014. №5(88). С. 46-49.
7. Тихов-Тинников Д.А., Барадиев В.С., Федотов А.И., Алексеев А.В. Математическая модель процесса функционирования сайлентблока на основе элементов Гука и Сен-Венана // Научный рецензируемый журнал «Вестник СибАДИ». 2019. №16(6). С. 706-716. <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2019-6-706-716>
8. Тихов-Тинников Д.А., Федотов А.И., Алексеев А.В. Характеристики боковой реакции при изменении технического состояния амортизатора // Международный журнал перспективных исследований, 2020. Т. 10. №1. С. 81-93. <https://doi.org/10.12731/2227-930X-2020-1-81-93>

9. Тихов-Тинников Д.А., Барадиев В.С., Экспериментальное исследование силовых характеристик автомобильных сайлентблоков // Безопасность колёсных транспортных средств в условиях эксплуатации. Иркутск: Издательство Иркутского национального исследовательского технического университета, 2017. С. 12-20.
10. Fedotov A.I., Tikhov-Tinnikov D.A., Baradiev V.S. Simulation of process of functioning silent blocks of car suspension // Proceedings of the International Conference “Aviamechanical engineering and transport” (AVENT 2018). 2018. pp. 135-140. <https://doi.org/10.2991/avent-18.2018.26>
11. Fredette, Luke, and Rajendra Singh. Estimation of the transient response of a tuned, fractionally damped elastomeric isolator. *Journal of Sound and Vibration*, 2016, vol. 382, pp. 1-12. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2016.07.009>
12. Horiuchi, Kentaro, and Shinichi Sakaguchi. Rubber suspension bushing model identified by general design parameters for initial design phase. *SAE Technical Paper Series*, 2018. <https://doi.org/10.4271/2018-01-0693>
13. Rabanizada, N., et al. Experimental investigation of the dynamic mechanical behaviour of chemically aged elastomers. *Archive of Applied Mechanics*, 2015, vol. 85, no. 8, pp. 1011–1023. <https://doi.org/10.1007/s00419-014-0971-6>
14. Rivas-Torres, Jonathan, et al. Analytical design and optimization of an automotive rubber bushing. *Shock and Vibration*, 2019, vol. 2019, pp. 1-13. <https://doi.org/10.1155/2019/1873958>
15. Zhao, Zihan, et al. Modeling and verification of a new hyperelastic model for rubber-like materials. *Mathematical Problems in Engineering*, 2019, vol. 2019, pp. 1–10. <https://doi.org/10.1155/2019/2832059>

References

1. Denisov I.V. *Razrabotka metodiki upravleniya tekhnicheskimi sostoyaniem sistem avtomobilya, vliyayushchikh na bezopasnost' dvizheniya* [Development of a technique for managing the technical condition of vehicle systems that affect traffic safety]. Vladimir: dis. ... cand. tech. sci., 2011, 224 p.

2. Kalachev S.M. *Eksperimental'no-raschetnyy metod kontrolya kachestva raboty gasyashchikh ustroystv podveski avtomobilya* [Experimental-computational method for quality control of the damping devices of a car suspension]. Moscow: dis. ... cand. tech. sci., 2006, 170 p.
3. Kuznetsov N.Yu. *Kontrol'tekhnicheskogo sostoyaniya avtomobil'nykh amortizatorov na osnove kharakteristik stsepleniya shin s opornoj poverkhnost'yu* [Monitoring the technical condition of automobile shock absorbers based on the characteristics of tire grip with the supporting surface]. Irkutsk: dis. ... cand. tech. sci., 2019, 221 p.
4. *Svidetel'stvo o gosudarstvennoy registratsii programmy dlya EVM №2020660831. Raschet parametrov funktsionirovaniya podveski avtomobilya na vibrostende*. Tikhov-Tinnikov D.A., Baradiev V.S. Zayavka №2020619772. Data postupleniya 02 sentyabrya 2020 g. Zaregistrirvano v Reestre programm dlya EVM 14 sentyabrya 2020 g [Certificate of state registration of the computer program No. 2020660831. Calculation of the functioning parameters of the car suspension on the vibration stand. Tikhov-Tinnikov D.A., Baradiev V.S. Application No. 2020619772. Date of receipt September 02, 2020 Registered in the Register of Computer Programs on September 14, 2020].
5. Tebekin M.D. *Povyshenie effektivnosti opredeleniya tekhnicheskogo sostoyaniya sharovykh sharnirov podveski legkovogo avtomobilya* [Improving the efficiency of determining the technical condition of the ball joints of the suspension of a car]. Eagle: dis. ... cand. tech. sci., 2015, 158 p.
6. Tikhov-Tinnikov D.A. *Analiticheskoe issledovanie vliyaniya tekhnicheskogo sostoyaniya podveski na tormoznye svoystva avtomobilya* [Analytical study of the influence of the technical condition of the suspension on the braking properties of the car]. *Zhurnal avtomobil'nykh inzhenerov* [Journal of Automotive Engineers], 2014, no. 5(88), pp. 46-49.
7. Tikhov-Tinnikov D.A., Baradiev V.S., Fedotov A.I. *Matematicheskaya model' protsessa funktsionirovaniya saylentbloka na osnove elementov Guka i Sen-Venana* [Mathematical model of the functioning process of a rubber bushing on the Hooke and Saint-Venant elements' basis]. *Nauchnyy retsenziruemyy zhurnal "Vestnik SibADI"* [The Russian Au-

- tomobile and Highway Industry Journal], 2019, no. 16(6), pp. 706-716. <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2019-6-706-716>
8. Tikhov-Tinnikov D.A., Fedotov A.I., Alekseev A.V. Kharakteristiki bokovoy reaktsii pri izmenenii tekhnicheskogo sostoyaniya amortizatora [Characteristics of lateral reaction at change of technical condition of shock absorber]. *Mezhdunarodnyy zhurnal perspektivnykh issledovaniy* [International Journal of Advanced Studies], 2020, vol. 10, no. 1, pp. 81-93. <https://doi.org/10.12731/2227-930X-2020-1-81-93>
 9. Tikhov-Tinnikov D.A., Baradiev V.S. Eksperimental'noe issledovanie silovykh kharakteristik avtomobil'nykh saylentblokov [Experimental study of the power characteristics of automotive silent blocks]. *Bezopasnost' kolesnykh transportnykh sredstv v usloviyakh ekspluatatsii. Izdatel'stvo Irkutskogo natsional'nogo issledovatel'skogo tekhnicheskogo universiteta* [Safety of wheeled vehicles in operating conditions. Irkutsk National Research Technical University Publishing House], 2017, pp. 12-20.
 10. Fedotov A.I., Tikhov-Tinnikov D.A., Baradiev V.S. Simulation of process of functioning silent blocks of car suspension. Proceedings of the International Conference "Aviamechanical engineering and transport" (AVENT 2018), 2018, pp. 135-140. <https://doi.org/10.2991/avent-18.2018.26>
 11. Fredette, Luke, and Rajendra Singh. Estimation of the transient response of a tuned, fractionally damped elastomeric isolator. *Journal of Sound and Vibration*, 2016, vol. 382, pp. 1-12. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2016.07.009>
 12. Horiuchi, Kentaro, and Shinichi Sakaguchi. Rubber suspension bushing model identified by general design parameters for initial design phase. *SAE Technical Paper Series*, 2018. <https://doi.org/10.4271/2018-01-0693>
 13. Rabanizada, N., et al. Experimental investigation of the dynamic mechanical behaviour of chemically aged elastomers. *Archive of Applied Mechanics*, 2015, vol. 85, no. 8, pp. 1011-1023. <https://doi.org/10.1007/s00419-014-0971-6>
 14. Rivas-Torres, Jonathan, et al. Analytical design and optimization of an automotive rubber bushing. *Shock and Vibration*, 2019, vol. 2019, pp. 1-13., <https://doi.org/10.1155/2019/1873958>

15. Zhao, Zihan, et al. Modeling and verification of a new hyperelastic model for rubber-like materials. *Mathematical Problems in Engineering*, 2019, vol. 2019, pp. 1–10. <https://doi.org/10.1155/2019/2832059>

ДАнные ОБ АВТОРЕ

Барадиев Виктор Сергеевич, старший преподаватель кафедры «Автомобили»
Восточно-Сибирский государственный университет технологий и управления
ул. Ключевская, 40В, стр. 1, г. Улан-Удэ, Республика Бурятия, 670013, Российская Федерация
vsgutu-ka@mail.ru

DATA ABOUT THE AUTHOR

Victor S. Baradiev, Senior Lecturer, Department of Cars
East Siberian State University of Technology and Management
40B/1, Klyuchevskaya Str., Ulan-Ude, Republic of Buryatia, 670013, Russian Federation
vsgutu-ka@mail.ru
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1725-2760>

Поступила 14.02.2022
После рецензирования 16.02.2022
Принята 20.02.2022

Received 14.02.2022
Revised 16.02.2022
Accepted 20.02.2022