

Эластичные полиуретановые амортизаторы

Н.А. Ефимов✉, А.С. Тычков

Самарский государственный университет путей сообщения, г. Самара, Российская Федерация

✉efimov.nikolai@mail.ru

Резюме

В статье представлены результаты комплексных исследований жесткостных, деформационно-силовых характеристик и гистерезисных потерь эластичных амортизаторов и разработки новых технических устройств, повышающих надежность и долговечность узлов и деталей ходовой части рельсовых транспортных средств. Численные исследования проводились в программном комплексе ANSYS с набором продуктов Multiphysics методом конечных элементов с использованием полиномиальной модели гиперупругого материала Муни – Ривлина. Проведены экспериментальные исследования по определению зависимости жесткости торообразных эластичных блоков от осевой деформации сжатия и их гистерезисных потерь при рабочей нагрузке. На основании полученных результатов построены графические зависимости жесткости торообразных эластичных элементов с различным поперечным сечением, выполненных из полиуретана марки SKU-7Л от осевой деформации сжатия. Они свидетельствуют, что жесткость амортизаторов с круглым поперечным сечением при увеличении нагрузки и деформировании до 40 %, допустимой для эластомеров, круто возрастает и позволяет обеспечить нормативные перемещения конструктивных элементов подвижного состава и улучшенные динамические свойства. Для расчета жесткости амортизаторов торообразной формы в зависимости от их осевой деформации выведена формула. Получены эпюры эквивалентных напряжений по Мизесу и построены деформационно-силовые характеристики рассматриваемых эластичных амортизаторов. Установлено, что коэффициент механических потерь с уменьшением коэффициента формы амортизаторов и их твердости снижается и находится в интервале 0,15–0,45. Для совершенствования конструкции и оптимизации параметров подвижного состава обоснованы и рекомендованы к внедрению универсальные полиуретановые амортизаторы торообразной формы.

Ключевые слова

эластичный полиуретановый амортизатор, торообразный эластичный блок, жесткость, гистерезисные потери, программный комплекс ANSYS, деформационно-силовые характеристики

Для цитирования

Ефимов Н.А. Эластичные полиуретановые амортизаторы / Н.А. Ефимов, А.С. Тычков // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2022. № 4 (76). С. 206–214. DOI 10.26731/1813-9108.2022.4(76).206-214.

Информация о статье

поступила в редакцию: 3.11.2022 г.; поступила после рецензирования: 26.12. 2022 г.; принята к публикации: 27.12. 2022 г.

Elastic polyurethane shock absorbers

N.A. Efimov✉, A.S. Tychkov

Samara State Transport University, Samara, the Russian Federation

✉efimov.nikolai@mail.ru

Abstract

Comprehensive studies of stiffness, deformation-force characteristics and hysteresis losses of elastic shock absorbers and the development of new technical devices that increase the reliability and durability of components and chassis parts of rail vehicles have been carried out. Numerical studies were carried out in the ANSYS software package with a set of Multiphysics products by the finite element method using the Mooney-Rivlin polynomial hyper elastic material model. Experimental studies of the dependence of torus-shaped elastic blocks stiffness on axial compression deformation and the determination of their hysteresis losses under workload have been carried out. Based on the research results, graphical dependences of the stiffness of torus-shaped elastic elements with different cross-sections made of the SKU-7L brand polyurethane on axial compression deformation are constructed. They indicate that the rigidity of shock absorbers with a circular cross-section increases steeply with an increase in load and deformation up to 40 % of permissible for elastomers, and allows for normative movements of structural elements of rolling stock and improved dynamic properties. To calculate the stiffness of torus-shaped shock absorbers, depending on their axial deformation, the formula is derived. Diagrams of equivalent stresses according to Mises are obtained and the deformation-force characteristics of the elastic shock absorbers under consideration are constructed. It is established that the coefficient of mechanical losses decreases with a decrease in the coefficient of the shape of shock absorbers and their hardness and is in the range of 0.15 – 0.45. To improve the design and optimize the parameters of the rolling stock, universal torus-shaped polyurethane shock absorbers have been developed and recommended for implementation.

Keywords

elastic polyurethane shock absorber, torus-shaped elastic block, stiffness, hysteresis losses, software package ANSYS, deformation and force characteristics

For citation

Efimov N.A., Tychkov A.S. Elastichnye poliuretanyovye amortizatory [Elastic polyurethane shock absorbers]. *Sovremennye tekhnologii. Sistemy analiz. Modelirovanie* [Modern Technologies. System Analysis. Modeling], 2022, no. 4 (76), pp. 196–204. DOI: 10.26731/1813-9108.2022.4(76).196-204.

Article info

Received: November 3, 2022; Revised: December 26, 2022; Accepted: December 27, 2022.

Введение

В настоящее время в связи с ростом скоростей движения подвижного состава и сопутствующих этому механических колебаний для предотвращения негативных последствий их действия на работу механических устройств, высокоточной техники и аппаратуры, а также предупреждения их отказов необходимы системы эффективной виброзащиты.

При этом конструкция и характеристики системы подвешивания элементов ходовой части оказывают существенное влияние на критерии эффективности работы подвижного состава. От компоновки элементов системы подвешивания, которые относятся к группе оборудования, подверженному значительному износу, зависят также такие параметры, как тяговые и тормозные силы, характеристики динамической нагрузки конструктивных узлов подвижного состава, устойчивость и безопасность движения, влияющие на эффективность режимов работы.

Для регулирования колебательных движений кузова транспортного средства, снижения ударных нагрузок, их равномерного распределения и выдержки нормативных значений при тяговых режимах движения по наземному пути с различными неровностями и торможения на подвижном составе в системе подвешивания применяются различные амортизаторы, баллоны, единичные и многоцепные упругие пружинные опоры. Данная колебательная система при эксплуатации испытывает различные инерционные динамические возмущающие усилия. Как в России, так и в зарубежных странах для их амортизации широко применяют резинометаллические (т.е. эластичные) сверхупругие блоки [1]. Сказанное свидетельствует о необходимости и потребности исследований по применению эластомеров для улучшения динамических качеств подвижного состава. Учет особенностей динамических характеристик эластичных блоков позволяет нам работать над их последующим совершенствованием для решения задач эффективной эксплуатации и использования транспортных средств.

Эксплуатация транспортных средств показала, что очень успешным способом снижения динамических нагрузок в системе подвески механической части является приемлемое снижение жесткости упругих связей. В то же время невозможно уменьшить значения жесткости упругих механических элементов без снижения их прочностных характеристик, определяющих высокую долговечность. Наивысшая долговечность эластичных пружин реализуется при выполнении главных условий:

- относительные рабочие деформации сжатия должны быть не более 15–20 %, а сдвига – 30 %;
- максимальное рабочее напряжение не более 1,5 МПа.

К тому же упруго-диссипативные характеристики упругих связей сильно влияют на износ колес и других конструктивных элементов различного подвижного состава.

Особенностями эластомерных металлических блоков (ЭМБ) являются:

- способность испытывать высокие упругие деформации с довольно большой относительной энергетической емкостью;
- высокая надежность виброзащиты оборудования и аппаратуры;
- высокая агрессивная стойкость.

Можно отметить, что современная промышленность обладает высокой технологичностью массового производства ЭМБ, а результаты лабораторных исследований доказали положительное влияние на динамику подвижного состава нелинейной силовой характеристики упругих эластичных амортизирующих устройств, составляющих конструкцию подвижного состава [2, 3]. Основные механические параметры ЭМБ – жесткость конструкции и коэффициент упруговязкого сопротивления – определяются в процессе изменения конструктивных размеров и характеристик материала. При практической реализации необходимо определить оптимальные геометрические размеры разрабатываемых эластичных элементов в соответствии с определенными расчетными упругими

характеристиками. В основном демпфирующие материалы представляют собой полимеры (высокомолекулярные соединения), обладающие высокоэластичными свойствами и вязкостью, подобранный состав которых обеспечивает высокие демпфирующие свойства для определенного частотного и температурного интервала. К эластомерам относятся каучуки, резины, полиуретаны и термоэластопласты, применяемые в современных технических устройствах [4].

Исходя из сказанного, целью настоящей статьи является проведение комплексных исследований по определению жесткостных и силовых характеристик эластичных амортизаторов различных конструктивных размеров из полиуретана марки СКУ-7Л и их гистерезисных потерь.

Литературный обзор

На современном этапе развития резину все больше заменяют полиуретаном благодаря таким его отличительным свойствам, как износостойкость, достаточная стойкость к агрессивным средам, диэлектрическим свойствам и способности эксплуатироваться при достаточно высоком уровне давления (порядка 120 МПа) в большом температурном интервале (от -60° до 150°C).

Одним из распространенных марок полиуретана являются литьевые СКУ-7Л и СКУ-ПФЛ-100, которые преобладают над другими, благодаря более высоким физико-механическим свойствам. При всем этом полиуретан обладает гистерезисным демпфированием [5], оказывающим влияние на динамические свойства подвижного состава, что следует рассматривать и учитывать для обеспечения требуемой плавности хода.

Значительный интерес представляет использование указанных полиуретанов в производстве деталей с повышенной вибростойкостью, а также в уплотнительной технике и кузнечно-штамповом производстве [6]. Полиуретан успешно заменяет резину различных марок и даже металлы, благодаря своим известным исключительным свойствам.

Значение коэффициента демпфирования рассчитывается по энпоре петли гистерезиса как отношение работы амортизации при нагрузочно-разгрузочном цикле к работе упругой деформации. Площадь между нагрузочными и разгрузочными графиками характеризует петлю гистерезиса.

Диаграмма нагружения эластомера для полного периода имеет эллипсоидную форму (рис. 1).

В механических системах величина амортизации оценивается при помощи коэффициента поглощения энергии Ψ , причем для линейной одномассовой модели – это отношение энергии, вызванной гармоническими колебаниями, подлежащей рассеянию за один цикл колебаний к самому высокому значению первоначальной потенциальной энергии [7].



Рис 1. Гистерезисная кривая эластичного амортизатора

Fig. 1. Hysteresis curve of elastic shock absorber

Полная энергия амортизирующей системы W уменьшается за цикл колебаний на значение ΔW , которое отражает энергию вязкоупругой работы сил сопротивления – неупругих сил. Коэффициент поглощения $\Psi = \Delta W/W$ характеризует степень рассеяния полной энергии системы, и он подобен коэффициенту полезного действия.

Известны результаты испытаний полиуретана СКУ-ПФЛ-100, имеющего твердость 92–98 ед. по Шору А, и разработана математическая модель для интервала деформаций 0–30 % при различных скоростях деформирования. Анализ работы систем конструкционной амортизации применяет физическую установку того, что в амортизаторах сухого трения их диссипация и упругость не зависят от скорости деформирования. Это дает возможность изучать их параметры в режиме статической нагрузки. Зависимость циклической нагрузки амортизатора в статическом режиме представляет собой петлю гистерезиса, отражающую данные о его упругих и рассеивающих характеристиках». Данные экспериментальные исследования проводились над цилиндрическими

полиуретановыми образцами с коэффициентом формы $\Phi = 1,6$, т. е. отношением высоты к диаметру. Расчет величины удельной рассеянной энергии выполнялся для каждого цикла. Площадь петли гистерезиса оценивались потери энергии в единице объема за один цикл колебаний. Коэффициент механических потерь (КМП), т. е. относительный гистерезис, лежит в пределах 0,2–0,53 [8].

Для улучшения динамики ходовой части подвижного состава было разработано устройство шарнирного поводка буксового узла [9], которое позволяет повысить надежность поводков буксовых узлов посредством снижения нагрузок в механизме радиальной установки осей колесных пар при уменьшении осевой и радиальной жесткостей составляющих ЭМБ и ограничении рабочей деформации их торцов, что способствует снижению возникающих направляющих усилий и в итоге помогает уменьшить износ гребней бандажей колесных пар.

Практика показывает, что повышение качества механической части подвижного состава обеспечивается применением универсального торообразного эластичного амортизатора «модуля Дергачевых» – ЭЭ ИВП-ЭД [10, 11]. Предлагается для внедрения аналогичный эластичный амортизатор с круглым поперечным сечением (рис. 2), обладающий плавно возрастающей жесткостью при увеличении сжимающей нагрузки [12]. Для обоснования этого выполнены численные и экспериментальные исследования напряжено-деформированного состояния рассматриваемого торообразного амортизатора из полиуретана для определения его оптимальной геометрии, обеспечивающей жесткостную характеристику, исключающую возникновение недопустимых деформаций, и рассчитаны силовые характеристики.

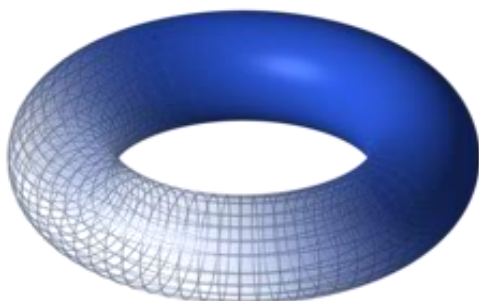


Рис. 2. Универсальный торообразный амортизатор из эластомера

Fig. 2. Universal torus elastomer shock absorber

Численные исследования проводились в программном комплексе ANSYS с набором продуктов Multiphysics методом конечных элементов с использованием полиномиальной модели гиперупругого материала Муни – Ривлина. Составлены модели торообразных амортизаторов с образующей геометрической фигурой формы круга, вертикальных и наклонных эллипсов с эксцентриситетом 0,48–0,87. Для равнозначности всех рассматриваемых амортизаторов при выполнении расчетов выбиралось одинаковое значение площади их поперечных сечений [13].

Материалы и методы

При моделировании поведения эластомеров брались следующие целевые составляющие:

- показатели, характеризующие вязкоупругие свойства и деформации;
- объемная сжимаемость;
- возникающий саморазогрев;
- трехмерный характер деформирования.

Дополнительно рассматривается демпфирование колебаний посредством программы ANSYS для модального и гармонического анализа [14].

При исследованиях применялась модель материала Муни – Ривлина, полиномиальная модель гиперупругого эластичного материала [15]. В этой модели функция плотности энергии деформации имеет форму полинома от двух инвариантов I_1, I_2 .

Величина упругого потенциала для двух-константного материала Муни – Ривлина определяется выражением:

$$W = C_{01}(\bar{I}_2 - 3) + C_{10}(\bar{I}_1 - 3) + D_1(J - 1)^2,$$

где W – потенциал энергии деформаций; I_1, I_2 – инварианты девиатора деформаций; C_{01}, C_{10} – константы материала; $D_1 = 1/d$, d – материальный параметр несжимаемости; J – определитель градиента деформации.

Для реальных материалов энергия рассеивается при деформации – разновидность внутреннего трения. С целью определения параметров амортизации используется модель, базирующаяся на коэффициенте гистерезисных потерь, так как потери энергии за период практически не определяются величиной частоты и амплитуды. Опытные предварительные расчеты показали, что коэффициенты гистерезисных потерь имеют довольно большие расхождения, в зави-

симости от композиционного состава материала. Исследуемые эластичные амортизаторы – торообразные ЭМБ с образующей геометрической фигурой формы круга диаметром d , вертикальных и наклонных эллипсов с полуосями a и b , ограниченные сверху и снизу опорами. Верхняя опора под действием нагрузки P выполняет пошаговые осевые перемещения, деформируя амортизатор, а нижняя опора жестко закреплена. Предварительно задаются характеристики материалов: торообразные амортизаторы из полиуретана марки СКУ-7Л, модуль упругости $E_1 = 10$ МПа, коэффициент Пуассона $\nu_1 = 0,499$; опоры из углеродистой стали, модуль упругости $E_2 = 2 \cdot 10^5$ МПа, коэффициент Пуассона $\nu_2 = 0,3$ и жесткое контактное сцепление амортизатора с опорами. Конечно-элементная расчетная модель торообразных ЭМБ представлена на рис. 3.

Двухмерная упругая статическая нелинейная задача решалась в осесимметричной постановке. Использовался восьмиузловой двухмерный упругий конечный элемент объемного напряженно-деформированного состояния (НДС) SOLID 183 с выбранной толщиной TNK [16] с выставлением контактных точек, моделированием крепления и перемещением подвижных элементов модели.

Результаты

Результаты исследований НДС амортизаторов в форме круга показали возрастание их жесткости с увеличением нагрузки и деформирования от 35 до 40 %, что дает возможность гарантировать допустимые смещения составных конструктивных элементов подвижного состава, улучшенные динамические свойства, высокий ресурс и надежность данных амортизирующих устройств.

Графические зависимости жесткости исследуемых ЭМБ от осевой деформации сжатия представлены на рис. 4.

По жесткостным характеристикам определяются деформационно-силовые характеристики эластичных амортизаторов.

Схема деформации торообразного эластичного амортизатора с образующей геометрической фигурой формы круга показана на рис. 5.

Для инженерных расчетов жесткости торообразного эластичного амортизатора в зависимости от осевой деформации сжатия (см. рис. 5), принимая его несжимаемым, выведена формула:

$$C = \frac{ES}{d - \Delta d} = \frac{E\pi D_{AV} b}{d - \Delta d} = \frac{E\pi D_{AV} \sin[\arccos(1 - \Delta \bar{d})] \cdot (1 + \Delta \bar{d})}{(1 - \Delta \bar{d})} \quad (1)$$

где S – площадь кольца контакта торообразного амортизатора, m^2 ; E – модуль упругости эластомера, МПа; $D_{AV} = (D_o + D_i) / 2$ – средний диаметр тора, м; $b = a + \Delta a = a \cdot (1 + \Delta \bar{d})$ – толщина кольца контакта амортизатора при нагружении; a – хорда деформированного круглого поперечного сечения амортизатора, м; d – диаметр образующей окружности тора, м; Δd – осевая деформация сжатия, м; $\Delta \bar{d} = \Delta d / d$ – относительная осевая деформация сжатия; $[\arccos(1 - \Delta \bar{d})] = \alpha / 2$ – половина угла сектора образующей окружности тора при осевом сжатии.

Растекание торообразного амортизатора при нагружении, сопровождающееся увеличением площади кольца контакта, принимается равным величине его относительной осевой деформации сжатия.

Для установления адекватности данной формулы были проведены экспериментальные

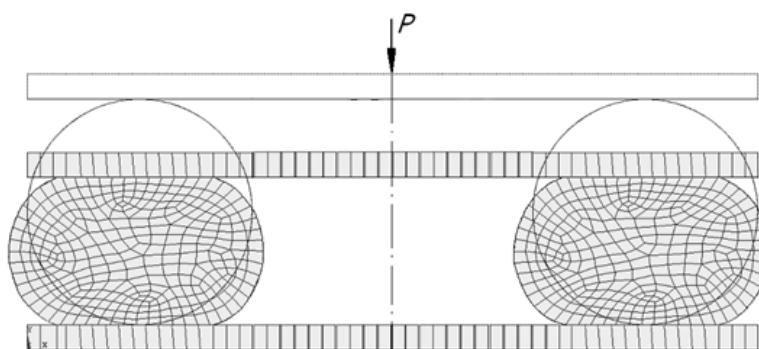


Рис. 3. Конечно-элементная модель расчета торообразных эластомерных металлических блоков

Fig. 3. Finite element model for calculation of toroidal elastomeric metal blocks

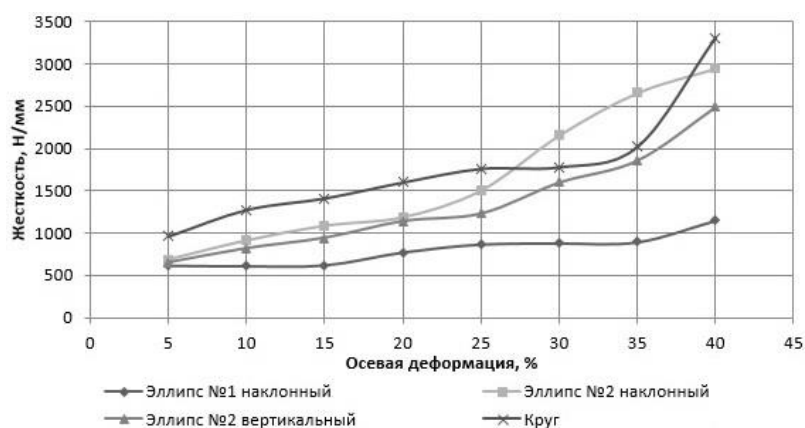


Рис. 4. Характеристики жесткости торообразных эластичных амортизаторов
 Fig. 4. Rigidity Characteristics of Toroidal Elastic Shock Absorbers

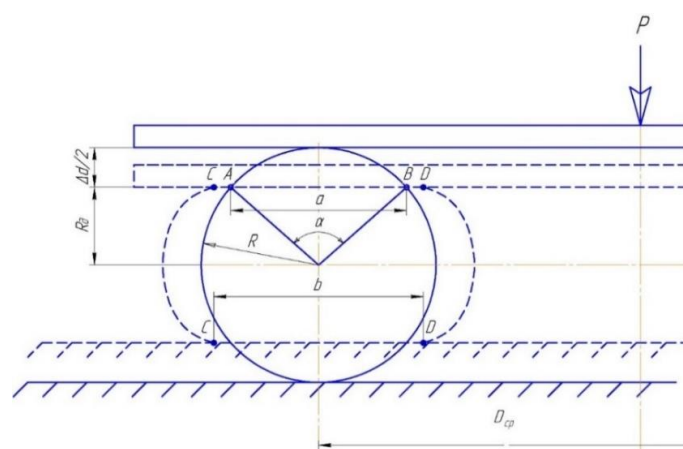


Рис. 5. Схема деформации торообразного эластичного амортизатора
 Fig. 5. Scheme of deformation of a toroidal elastic shock absorber

исследования зависимости жесткости торообразных эластичных амортизаторов от осевой деформации сжатия. В исследованиях применялся лабораторный стенд, включающий в себя, в частности, малогабаритный винтовой пресс и электронный динамометр.

Сравнение результатов экспериментальных исследований, лежащих в пределах 90 % доверительного интервала, с расчетными данными по формуле (1) показало удовлетворительную сходимость (6–11 %). Данную формулу можно «рекомендовать для практического применения при проектировании и внедрении эластичных универсальных торообразных амортизаторов для эффективности и эксплуатационной надежности подвижного состава» [13].

В дополнение ко всему были проведены экспериментальные исследования циклического сжатия цилиндрических несшитых образцов из полиуретана марки СКУ-7Л твер-

достью 76–85 ед. по Шору А и определены осредненные гистерезисные потери. Испытаниям подвергались образцы-амортизаторы с коэффициентом формы $\Phi = 1-0,06$, которые сжимались до деформации 25 %. Эти данные, осредненные для нескольких десятков образцов, имеют примерно 30 %-ный доверительный интервал при 90 %-ной надежности и вполне применимы для инженерных расчетов при твердости полиуретана до 80 ед. по Шору А. Более высокая твердость приводит к заметному увеличению петли гистерезиса. При твердости более 90 ед. по Шору А усилие разгрузки приближается к нулю. Коэффициенты механических потерь определялись расчетом по масштабной шкале площадей петель гистерезиса. На рис. 6 приведена типовая гистерезисная кривая циклического сжатия шайб из полиуретана СКУ-7Л твердостью 76–85 ед. по Шору А [5].

Систематизация данных по результатам изысканий говорит о том, что величина коэффициента механических потерь при снижении коэффициента формы образцов и твердости полиуретана уменьшается и лежит в интервале $KMP = 0,15–0,45$, что необходимо учитывать при разработке и проектировании рекомендуемых амортизаторов из полиуретана SKU-7Л.

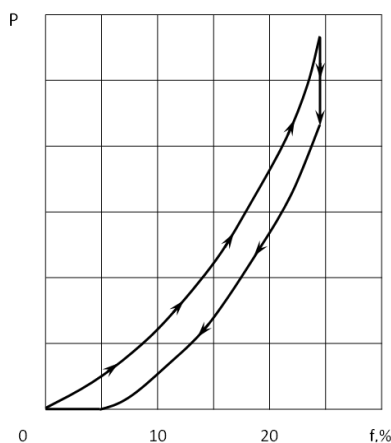


Рис. 6. Типовая гистерезисная кривая сжатия шайб из полиуретана SKU-7Л твердостью 76–85 ед. по Шору А

Fig. 6. Typical hysteresis compression curve of polyurethane washers SKU-7L with hardness of 76–85 units according to Shore A

Обсуждение

В результате численных исследований получены эпюры эквивалентных напряжений по Мизесу, жесткостные и деформационно-силовые характеристики рассматриваемых амортизаторов. В качестве примера на рис. 7 показаны эк-

вивалентные напряжения по Мизесу в расчетных сечениях эластичных полиуретановых торобразных амортизаторов в плосконапряженном деформированном состоянии при одинаковом осевом статическом сжатии – DMX: *a* – низкий коэффициент контактного трения $k_{тр} = 0,15$ при сухих плоских поверхностях опорных плит, контактирующих с амортизатором; *b* – высокий коэффициент контактного трения $k_{тр} = 0,5$ при наличии насечки на контактирующих с амортизатором поверхностях опорных плит.

По текстовой части рисунка можно отметить, что максимальные эквивалентные напряжения – SMX при одинаковом осевом перемещении сжатия – DMX возникают при высоком коэффициенте контактного трения опорных плит и эластичного амортизатора, воспринимающего безопасно более высокую силовую нагрузку, что подтверждается результатами ранее проведенных экспериментальных исследований с использованием метода композиционного рототабельного планирования экспериментов [1, 17]. На рис. 8 представлены деформационно-силовые характеристики эластичных цилиндрических амортизаторов диаметром 120 мм с коэффициентом формы $\Phi = 0,05; 0,1$ из полиуретана марки SKU-7Л твердостью 85 ед. по Шору А при сухих плоских поверхностях опорных плит [1].

По анализу результатов экспериментальных исследований делается вывод, что они лежат в пределах 90 % доверительного интервала, и констатируется удовлетворительная сходимость [16–19].

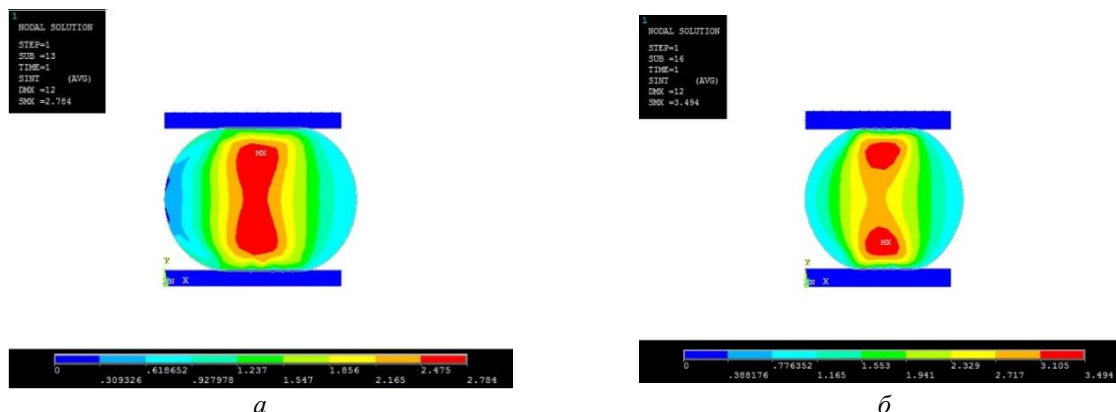


Рис. 7. Эквивалентные напряжения по Мизесу при осевом статическом сжатии эластичного амортизатора:

a – $k_{тр} = 0,15$; *b* – $k_{тр} = 0,6$

Fig. 7. Equivalent stresses according to Mises during axial static compression of an elastic shock absorber:

a – $k_{тр} = 0,15$; *b* – $k_{тр} = 0,6$

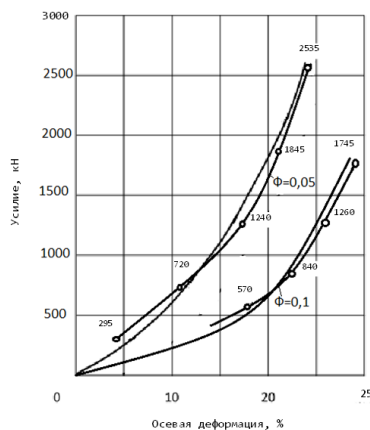


Рис. 8. Деформационно-силовые характеристики эластичных цилиндрических амортизаторов диаметром 120 мм из полиуретана марки SKU-7Л твердостью 85 ед. по Шору А:

—•—•—•— экспериментальные значения; — значения численных исследований

Fig. 8. Deformation-force characteristics of elastic cylindrical shock absorbers with a diameter of 120 mm polyurethane brand SKU-7L with a hardness of 85 units according to Shore A:

—•—•—•— experimental values; — Numerical Research Values

Заключение

По результатам проведенных численных и экспериментальных исследований получены жесткостные и деформационно-силовые характеристики торообразных и цилиндрических эластичных амортизаторов из полиуретана марки SKU-7Л, обоснованы и рекомендованы к внедрению универсальные полиуретановые торообразные амортизаторы с круглым поперечным сечением для совершенствования конструкции и оптимизации параметров подвижного состава.

Список литературы

1. Синильщиков В.Б., Мелихов К.В., Кунавич С.А. Анализ работы арочного эластомерного амортизатора при сложном нагружении // Изв. высш. учеб. заведений. Машиностроение. 2021. № 12. С. 73–82.
2. Дергачев Э.П., Дергачев Э.Э. Повышение надежности тележки пассажирского вагона // Железнодорожный транспорт. 2002. № 10. С. 49–50.
3. Виброзащита оборудования летательных аппаратов / Г.С. Аверьянов, В.Н. Бельков, А.А. Перчун и др. // Самолетостроение России. Проблемы и перспективы : материалы симпозиума с междунар. участием. Самара, 2012. С. 19–21.
4. Chakraborty B.C., Ratna D. Polymers for Vibration Damping Applications. Elsevier Science, 2020. 348 p.
5. Моисеев В.К. Совершенствование технологии изготовления трубчатых и полых деталей летательных аппаратов эластичным инструментом с управляемым формоизменением : автореф. дис. ... д-ра. техн. наук. Самара, 2006. 31 с.
6. Результаты ограниченного изгиба криволинейных кромок листовых деталей эластомером / В.К. Моисеев, А.А. Шаров, Е.Г. Громова и др. // Ключевые инженерные материалы. 2017. Т. 746. С. 285–289.
7. ГОСТ 24346–80. Вибрация. Термины и определения. Введ. 1981–01–01. М. : Изд-во стандартов, 1980. 26 с.
8. Белкин А.Е., Даштиев И.З., Лонкин Б.В. Моделирование вязкоупругости полиуретана при умеренно высоких скоростях деформирования // Математическое моделирование и численные методы. 2014. № 3. С. 39–54.
9. Пат. 77593 Рос. Федерация. Поводок буксы / Н.А. Ефимов, Д.Е. Кочетков. № 2008121505/22 ; заявл. 27.05.2008 ; опубл. 27.10.2008, Бюл. № 30. 1 с.
10. Прозоров Ю. Все началось с изобретения // Наука и жизнь. 2008. № 8. С. 42.
11. Дергачев Э.П., Дергачев Э.Э. Снижение динамической нагруженности подвагонного оборудования // Железнодорожный транспорт. 2005. № 10. С. 60–62.
12. Ефимов Н.А., Андрончев И.К., Ефимов И.Н. Численные исследования жесткости перспективных амортизирующих устройств ходовых частей подвижного состава железных дорог // Вестн. трансп. Поволжья. 2011. № 3 (27). С. 9–14.
13. Ефимов Н.А., Альмуханов А.А., Ефимов И.Н. Определение жесткости эластичного торообразного амортизатора // Вестн. трансп. Поволжья. 2012. № 5 (35). С. 43–49.
14. Rivlin R.S., Saunders D.W. Large Elastic Deformations of Isotropic Materials VII. Experiments on the Deformation of Rubber // Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences. 1951. Vol. 243 (865). Pp. 251–288.
15. ANSYS 2019 R1 – Расчетные возможности. М. : КАДФЕМ Си-Ай-Эс, 2019. 142 с.
16. Finite Element Method Study of the Protection Damping Elements Dynamic Deformation / A.V. Demareva, A.I. Kibets, M.V. Skobeeva et al. // Advanced Structured Materials. 2021. Vol. 137. Pp. 57–66.
17. Сидняев Н.И. Теория планирования эксперимента и анализ статистических данных. М. : Юрайт, 2019. 495 с.
18. Анисимов В.Н., Литвинов В.Л. Анализ влияния движения границ при исследовании резонансных свойств систем с демпфированием // Вестн. Самар. гос. техн. ун-та. Сер.: Физико-математические науки. 2009. № 2 (19). С. 147–152.

19. Высокоэффективные технологические процессы изготовления элементов трубопроводных и топливных систем летательных аппаратов / В.А. Барвинок, А.Н. Кирилин, А.Д. Комаров и др. М. : Наука и технологии, 2002. 394 с.

References

1. Sinil'shchikov V.B., Melekhov K.V., Kunavich S.A. Analiz raboty arcohnogo elastomernogo amortizatora pri slozhnom nagruzhении [Analysis of the work of an arched elastomeric shock absorber under complex loading]. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Mashinostroenie* [Bulletins of high educational organizations. Mechanical Engineering], 2021, no. 12, pp. 73–82.
2. Dergachev E.P., Dergachev E.E. Povyshenie nadezhnosti telezhki passazhirskogo vagona [Improving the reliability of a passenger car trolley]. *Zheleznodorozhnyi transport* [Railway Transport], 2002, no. 10, pp. 49–50.
3. Averyanov G.S., Bel'kov V.N., Perchun A.A., Balashov V.S., Khamitov R.N. Vibrozashchita oborudovaniya letatel'nykh apparatov [Vibration protection of aircraft equipment]. *Materialy simpoziuma s mezhdunarodnym uchastiem «Samoletostroenie Rossii. Problemy i perspektivy»* [Proceedings of the symposium with international participation «Aircraft construction of Russia. Problems and prospects»]. Samara, 2012, pp. 19–21.
4. Chakraborty B.C., Ratna D. *Polymers for Vibration Damping Applications*. Elsevier Science, 2020. 348 p.
5. Moiseev V.K. Sovershenstvovanie tekhnologii izgotovleniya trubchatykh i polykh detalei letatel'nykh apparatov elastichnym instrumentom s upravlyaemym formoizmeneniem [Improving the technology of manufacturing tubular and hollow parts of aircraft with an elastic tool with controlled shape change]. Doctor's thesis. Samara, 2006. 31 p.
6. Moiseev V.K., Sharov A.A., Gromova E.G., Manturov M.N. Rezul'taty ogranichennogo izgiba krivolineinykh kromok listyokh detalei elastomerom [Results of limited bending of curved edges of sheet parts by elastomer]. *Klyuchevye inzhenernye materialy* [Key engineering materials], 2017, vol. 746, pp. 285–289.
7. GOST 24346-80. Vibratsiya. Terminy i opredeleniya [State Standard 24346-80. Vibration. Terms and definitions]. Moscow: Izdatel'stvo standartov Publ., 1980. 26 p.
8. Belkin A.E., Dashtiev I.Z., Lonkin B.V. Modelirovanie vyazkoupugosti poliuretana pri umerenno vysokikh skorostyakh deformirovaniya [Modeling of viscoelasticity of polyurethane at moderately high deformation rates]. *Matematicheskoe modelirovanie i chislennye metody* [Mathematical Modeling and Numerical Methods], 2014, no. 3, pp. 39–54.
9. Efimov N.A., Kochetkov D.E. Patent RU 77593 U1, 27.10.2008.
10. Prozorov Yu. Vse nachalos' s izobreteniya [It all started with an invention]. *Nauka i zhizn'* [Science and Life], 2008, no. 8, pp. 42.
11. Dergachev E.P., Dergachev E.E. Snizhenie dinamicheskoi nagruzhennosti podvagonnogo oborudovaniya [Reduction of dynamic loading of wagon equipment]. *Zheleznodorozhnyi transport* [Railway Transport], 2005, no. 10, pp. 60–62.
12. Efimov N.A., Andronchev I.K., Efimov I.N. Chislennyye issledovaniya zhestkosti perspektivnykh amortiziruyushchikh ustroystv khodovykh chastei podvizhnogo sostava zheleznykh dorog [Numerical studies of the rigidity of the first shock-absorbing devices of the running gear of the rolling stock of railways]. *Vestnik transporta Povolzh'ya* [Bulletin of transport of the Volga region], 2011, no. 3 (27), pp. 9–14.
13. Efimov N.A., Al'mukanov A.A., Efimov I.N. Opredelenie zhestkosti elastichnogo toroobraznogo amortizatora [Determination of the stiffness of an elastic torus-shaped shock absorber]. *Vestnik transporta Povolzh'ya* [Bulletin of Transport of the Volga region], 2012, no. 5 (35), pp. 43–49.
14. Rivlin R.S., Saunders D.W. Large Elastic Deformations of Isotropic Materials VII. Experiments on the Deformation of Rubber. *Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences*, 1951, vol. 243 (865), pp. 251–288.
15. ANSYS 2019 R1 – Raschetnye vozmozhnosti [ANSYS 2019 R1 – Calculation capabilities]. ZAO «KADFEM Si-Ei-Es» Publ., 2019. 142 p.
16. Demareva A.V., Kibets A.I., Skobeeva M.V., Savichin O.G., Lyakhov A.F. Finite Element Method Study of the Protection Damping Elements Dynamic Deformation. *Advanced Structured Materials*, 2021, vol. 137, pp. 57–66.
17. Sidnyaev N.I. Teoriya planirovaniya eksperimenta i analiz statisticheskikh dannykh [Theory of experiment planning and analysis of statistical data]. Moscow: Yurait Publ., 2019. 495 p.
18. Anisimov V.N., Litvinov V.L. Analiz vliyaniya dvizheniya granits pri issledovanii rezonansnykh svoystv sistem s dempfirovaniem [Analysis of the influence of boundary motion in the study of resonant properties of systems with damping]. *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Seriya: Fiziko-matematicheskie nauki* [Bulletin of the Samara State Technical University. Series: Physical and Mathematical Sciences], 2009, no. 2 (19), pp. 147–152.
19. Barvinok V.A., Kirilin A.N., Komarov A.D., Moiseev V.K., Samokhvalov V.P., Fedotov Yu.V. Vysokoeffektivnyye tekhnologicheskie protsessy izgotovleniya elementov truboprovodnykh i toplivnykh sistem letatel'nykh apparatov [Highly efficient technological processes of manufacturing elements of pipeline and fuel systems of aircraft]. Moscow: Nauka i tekhnologii Publ., 2002. 394 p.

Информация об авторах

Ефимов Николай Александрович, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры электрического транспорта, Самарский государственный университет путей сообщения, г. Самара; e-mail: efimov.nikolai@mail.ru.

Тычков Александр Сергеевич, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры электрического транспорта, Самарский государственный университет путей сообщения, г. Самара; e-mail: al2000@rambler.ru.

Information about the authors

Nikolai A. Efimov, Ph.D. in Engineering Science, Associate Professor, Associate Professor of the Department of Electric Transport, Samara State Transport University, Samara; e-mail: efimov.nikolai@mail.ru.

Alexander S. Tychkov, Ph.D. in Engineering Science, Associate Professor, Associate Professor of the Department of Electric Transport, Samara State Transport University, Samara; e-mail: al2000@rambler.ru.