

Научная статья

УДК 629.4.027.4:656.2

DOI: 10.21780/2223-9731-2022-81-2-114-124

EDN: <https://elibrary.ru/bffsra>



ДВУХСЛОЙНЫЕ СФЕРИЧЕСКИЕ РЕЗИНОМЕТАЛЛИЧЕСКИЕ ШАРНИРЫ И ПРОБЛЕМЫ РАСЧЕТА ИХ ХАРАКТЕРИСТИК

А. С. Космодамианский¹✉, В. И. Воробьев²,
О. В. Измеров², Д. Н. Шевченко¹, Д. Ю. Расин²

¹Российский университет транспорта (РУТ (МИИТ)),
Москва, Российская Федерация

²Брянский государственный технический университет (БГТУ),
Брянск, Российская Федерация

АННОТАЦИЯ

Введение. В статье анализируется проблема методов расчета характеристик сферических резинометаллических шарниров. Рассмотрена верифицированная расчетная схема для определения жесткостных характеристик сферических резинометаллических шарниров — как однослойных, так и двухслойных.

Материалы и методы. Для определения характеристик сферического резинометаллического шарнира использовано компьютерное моделирование с помощью метода конечных элементов. Обоснована возможность пренебречь в ходе моделирования деформацией металлических деталей шарнира, что позволило упростить расчетную схему. Предложена методика учета влияния предварительного сжатия упругого слоя, определены значения радиальной жесткости для однослойных и двухслойных резинометаллических шарниров при различной твердости материалов, совпадающие с результатами эксперимента.

Результаты. Установлено, что с уменьшением толщины резинового слоя при оценке жесткости шарнира на ее характеристики существенно влияет точность задания коэффициента Пуассона. Достигнута удовлетворительная сходимость результатов моделирования радиальной жесткости шарнира и экспериментальных исследований при значении коэффициента Пуассона, равном 0,499999 (расхождение около 5%, что меньше технологического разброса жесткости при изготовлении). Установлено, что жесткость двухслойных резинометаллических шарниров, аналогичных по габаритам и компенсационной способности применяемым в конструкции отечественных локомотивов, должна быть в 6,3 раза выше, чем для существующих однослойных, что позволит уменьшить деформацию резины при воздействии нагрузок в эксплуатации и тем самым решить известные проблемы с надежностью узлов подвески тяговых электродвигателей.

Обсуждение и заключение. В связи с тем, что форма свободной поверхности боковых граней двухслойных резинометаллических шарниров до сборки должна иметь малые радиусы кривизны выемок, необходимы дальнейшие исследования для выбора рациональной геометрии свободной поверхности боковых граней. На предложенные решения по конструкции и технологии изготовления двухслойных резинометаллических шарниров получен патент на полезную модель.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: тяговый привод локомотива, сферический резинометаллический шарнир, надежность, конструирование

Благодарности: авторы выражают благодарность рецензентам за полезные замечания и советы, способствовавшие улучшению статьи.

Для цитирования: Космодамианский А. С., Воробьев В. И., Измеров О. В., Шевченко Д. Н., Расин Д. Ю. Двухслойные сферические резинометаллические шарниры и проблемы расчета их характеристик // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2022. Т. 81, № 2. С. 114–124. <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2022-81-2-114-124>.

✉ askosm@mail.ru (А. С. Космодамианский)

© Космодамианский А. С., Воробьев В. И., Измеров О. В., Шевченко Д. Н., Расин Д. Ю., 2022

Original article

UDK 629.4.027.4:656.2

DOI: 10.21780/2223-9731-2022-81-2-114-124

EDN: <https://elibrary.ru/bffsra>



TWO-LAYER SPHERICAL RUBBER-METAL JOINTS AND PROBLEMS OF THEIR CALCULATION FEATURES

Andrey S. Kosmodamianskiy¹✉, Vladimir I. Vorob'ev²,
Oleg V. Izmerov², Dmitriy N. Shevchenko¹, Dmitriy Yu. Rasin²

¹Russian University of Transport,
Moscow, Russian Federation

²Bryansk State Technical University,
Bryansk, Russian Federation

ABSTRACT

Introduction. The article analyses the methods for calculating the characteristics of spherical rubber-metal joints. The authors consider a verified calculation model for determining the stiffness characteristics of spherical rubber-metal joints, both single-layer and double-layer.

Materials and methods. The researchers used computer modelling and the finite element method to determine the features of the spherical rubber-metal joints. The possibility of neglecting the deformation of the metal parts of the joint for the modelling purposes was substantiated, which enabled to simplify the calculation model. Moreover, the authors proposed the method for measuring the effect of the elastic layer precompression and determined the values of radial stiffness for single-layer and double-layer rubber-metal joints at different hardness of materials, which coincided with the experimental results.

Results. As a result, the authors revealed that with a decrease in the thickness of the rubber layer by assessing the rigidity of the joint, its features were significantly affected by the accuracy of setting the Poisson's ratio. A satisfactory convergence of the radial stiffness of the joint found through the modelling and experimental studies was achieved at a Poisson's ratio equal to 0.499999 (the discrepancy is about 5%, which is less than the technological spread of rigidity during manufacture). The authors also found out that the rigidity of two-layer rubber-metal joints, similar in size and compensatory capacity to those used in the design of domestic locomotives, should be 6.3 times higher than for existing single-layer ones. Such features would reduce the deformation of rubber by loads exposure during operation and thereby would solve the problems with the reliability of traction motors suspension units.

Discussion and conclusion. Due to the fact that the shape of the free surface of the side faces of two-layer rubber-metal joints before assembly should have small radii of the recesses curvature, further research is needed to select the rational geometry of the free surface of the side faces. The researchers got a utility model patent for the proposed design and manufacturing technology of two-layer rubber-metal joints.

KEYWORDS: locomotive traction drive, spherical rubber-metal joint, reliability, design

Acknowledgments: The authors express their gratitude to the reviewers for their constructive comments, improving the quality of the article.

For citation: Kosmodamianskiy A. S., Vorob'ev V. I., Izmerov O. V., Shevchenko D. N., Rasin D. Yu. Two-layer spherical rubber-metal joints and problems of their calculation features. *Russian Railway Science Journal*. 2022;81(2):114-124. (In Russ.). <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2022-81-2-114-124>.

✉ askosm@mail.ru (A. S. Kosmodamianskiy)

© Kosmodamianskiy A. S., Vorob'ev V. I., Izmerov O. V.,
Shevchenko D. N., Rasin D. Yu., 2022

Объект исследования и описание проблемы. В узлах экипажной части современных локомотивов все большее применение находят сферические резинометаллические шарниры (РМШ), у которых, в отличие от ранее используемых цилиндрических, при угловом перекосе в сферическом резиновом слое возникают только деформации сдвига; при этом фактор формы, определяемый соотношением площади сечения поверхности, воспринимающей радиальную нагрузку, к площади свободной поверхности резинового слоя [1], для сферического РМШ выше, чем для цилиндрического. В результате при одинаковых наружных размерах и допустимом угле поворота сферический РМШ может выдержать более высокую нагрузку.

В ходе эксплуатации отечественных сферических РМШ на локомотивах 2ЭС6 и 2ТЭ25А имели место случаи выхода их из строя в виде выдавливания резиновой втулки [2, 3] в узлах подвески тяговых электродвигателей (ТЭД). В ранее опубликованных статьях была обоснована целесообразность применения двухслойных сферических резинометаллических шарниров с промежуточной арматурой, которые, по предположению авторов, должны иметь примерно в 4 раза более высокую нагрузочную способность без ухудшения компенсирующей способности [4, 5]. Основным препятствием для применения таких шарниров является отсутствие методов их расчета и проектирования. В настоящей статье предпринята попытка решения данной проблемы.

Анализ существующих методов расчета и проектирования сферических шарниров. В известных справочно-методических изданиях [1, 6] был рассмотрен расчет цилиндрических РМШ, в [7, 8] — плоских резинометаллических амортизаторов. В [9] рассмотрен расчет шарового резинометаллического подпятника, однако приведенные там формулы не могут быть использованы для расчета сферического РМШ. В 1980-х гг. во ВНИКТИ были проведены работы по созданию поводковой подвески для ТЭД и осевых редукторов, в которых принимал участие О. В. Измеров, один из авторов настоящей статьи. В результате [10, 11] были предложены следующие формулы для определения жесткости сферических РМШ.

Радиальная жесткость, кН/мм:

$$C_p = 6\pi GR_1 \frac{\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^{-1} - \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^4}{5 - 4,5 \left[\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2 + \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^{-2} \right] + 2 \left[\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^3 + \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^{-3} \right]}, \quad (1)$$

где G — модуль сдвига, МПа; R_1 — радиус сферы наружной обоймы, мм; R_2 — радиус сферы внутренней обоймы, мм.

Жесткость на сдвиг (скручивание), кН·м/рад:

$$C_\tau = 3,2\pi GR_1^3 \left[\left(\frac{R_2}{R_1} \right)^3 - 1 \right]. \quad (2)$$

При этом в [10] при расчете по формуле (1) величина R_2 принималась уменьшенной на величину радиального поджатия резины при сборке шарнира, в [11] это уточнение не делалось.

Как видно из формул (1) и (2), в них не учитывается такой важный параметр, как угол раскрытия резинового элемента α , определяемый вертикальной осью симметрии шарнира и прямой, проходящей через центр шарнира и точку, условно принимаемую за границу резинового элемента. В изготовленных во ВНИКТИ опытных РМШ, способ сборки которых запатентован в [12], была принята величина $\alpha = \pi/4$.

В табл. 1 приведены сравнительные данные расчетных и экспериментальных жесткостей некоторых сферических РМШ локомотивов с близкими величинами α . Указанные выше формулы неприменимы для РМШ с другим значением α .

Установлено [10, 11], что радиальная жесткость шарниров в 1,5–1,9 раза выше в случае, если при установке шарнира происходит смыкание краев выемок резинового элемента по краям сегментов или колец, из которых состоит наружная обойма. В [12] запатентована форма выемки для шарнира с осевым разъемом, которая определяется соотношением, найденным путем аппроксимации результатов моделирования с помощью метода конечных элементов (МКЭ) для вариантов с наименьшими величинами деформаций растяжения:

$$B = \frac{2h\Delta_p}{\sin \frac{\alpha}{2}} \left(1 - \frac{8}{3} \frac{\delta}{R \sin^2 \frac{\alpha}{2}} \right)^{0,5}, \quad (3)$$

где B — ширина выемки на расстоянии δ от плоскости, параллельной продольной оси шарнира и касательной к обеим сферическим поверхностям колец, мм; R — радиус наружной сферической поверхности элемента, мм; h — толщина резинового элемента, мм; Δ_p — предварительная радиальная деформация резины, относительная величина, $\Delta_p \leq 0,5$. Однако для РМШ, применяемых на электровозе 2ЭС6 и тепловозе 2ТЭ25А, использована форма выемки в виде двух конусов со значительным (2 мм, или 20 % от толщины резинового слоя) радиусом скругления дна выемки, что при монтаже шарнира может привести к образованию в месте скругления кольцевой полости и снижению радиальной жесткости шарнира.

Таблица 1

Сравнительные данные расчетных и экспериментальных жесткостей
некоторых сферических РМШ подвески ТЭД (или осевого редуктора) локомотивов

Table 1

Comparative data of calculated and experimental stiffnesses of some spherical
rubber-metal joints of the traction motor (or axial reduction unit) locomotives suspension

Серия	G , мПа	R_1 , мм	R_2 , мм	Твердость резины по Шору А, ед.	C_p , кН/мм, расчет	C_p , кН/мм, опыт	C_τ , кН·м/рад, расчет	C_τ , кН·м/рад, опыт
2ТЭ10М опытный	1,15	80	60	—	100,3 [10]	100	8,0	8,6
2ТЭ121 опытный	1,4	64	55	—	190 [11]	180	2,6	—
2ТЭ25А, 2ЭС6	1,5–2,05	55	45	70–80	97–133	92	—	—

Основным недостатком РМШ с осевым разъемом является то, что радиальный предварительный натяг резинового элемента при монтаже достигается косвенным путем (за счет деформации сдвига), при этом деформация сдвига принимается равной утроенной предварительной деформации сжатия. Для шарниров подвески ТЭД локомотивов 2ТЭ25А и 2ЭС6 эта деформация равна 3 мм, что соответствует углу перекося $\nu = 0,054545$ рад. Касательные напряжения в резине в месте вулканизации без учета выдавливания излишков резины в стороны от выемки можно определить по формуле, приведенной в [10]:

$$\tau = 3\nu G R_1^3 R_2^{-3} \left[\left(\frac{R_2}{R_1} \right)^3 - 1 \right], \quad (4)$$

где при $G = 2,05$ мПа получаем $\tau = 2,8$ МПа.

Как указано в [4], для деталей с фактором формы более 1,5 прочность шарнира в целом начинает лимитироваться прочностью соединения резины с металлом. Согласно [13] прочность соединения резины из синтетических каучуков с металлом с помощью клея «Лейконат» для разных резиновых смесей может колебаться от 3 до 10 МПа. Таким образом, для сферических РМШ с осевым разъемом важно обеспечить максимально прочное соединение резины с металлическими обоймами (латунирование, дробеструйная обработка поверхностей и т.п.). Как показала практика, характерным дефектом сферических РМШ подвески ТЭД локомотивов ЭП1, 2ЭС6, 2ТЭ25А является отслоение резинового элемента от наружной обоймы и выдавливание резины за торец поводка [3, 14, 15].

Для трехсегментных РМШ, производимых зарубежными фирмами, величина зазоров между сегментами обоймы перед монтажом составит

$$\Delta = \frac{2}{3} \pi \Delta_p (R_1 - R_2). \quad (5)$$

Для РМШ подвески ТЭД локомотивов 2ТЭ25А и 2ЭС6 $\Delta = 2,09$ мм, что почти втрое меньше величины зазора в РМШ с осевым разъемом. Недостаток трехсегментных шарниров заключается в повышенной сложности монтажа. Поскольку сферические шарниры в экипажной части локомотивов применяются, как правило, в деталях, нагруженных осевым усилием (например, в буксовых поводках), это позволяет для упрощения использовать двухсегментные шарниры с разъемом в плоскости, перпендикулярной оси поводка, описанные в [4].

В двухсегментных РМШ предварительная деформация резинового слоя, как и в трехсегментных, достигается путем радиального сжатия резинового слоя в направлении действия нагрузки, поэтому величина зазоров между сегментами обоймы перед монтажом составит

$$\Delta = 2\Delta_p (R_1 - R_2). \quad (6)$$

Для РМШ подвески ТЭД локомотивов 2ТЭ25А и 2ЭС6 $\Delta = 2$ мм, что тоже втрое меньше величины зазора в РМШ с осевым разъемом. Это позволяет упростить форму выемки. Меньшая ширина выемки приводит к меньшим возможным объемам избыточной резиновой массы при смыкании разъема.

В связи с тем, что изложенная методика, обеспечивающая достаточную сходимость с результатами эксперимента, охватывает только случаи однослойных РМШ с продольным разъемом и величиной $\alpha = \pi/4$, авторами была предпринята попытка использовать в качестве универсального инструмента расчета МКЭ.

Моделирование шарнира с помощью МКЭ. Исследование жесткостных свойств однослойного и двухслойного РМШ. В качестве моделируемого объекта был принят сферический РМШ, соответствующий примененному в подвеске ТЭД электровоза 2ЭС6 и тепловоза 2ТЭ25А (см. табл. 1), и двухслойный двухсегментный сферический РШМ, предложенный в [4], плоскость разъема которого расположена перпендикулярно оси поводка, с теми же параметрами и толщиной промежуточной арматуры 1 мм. Исходя из положения, что при проектировании шарнира его форма до сборки для достижения наивысшей нагрузочной способности должна обеспечить смыкание выемок резинового элемента по краям полуколец, РМШ рассматривался как совокупность полных металлических и резиновых колец, жестко соединенных между собой. В качестве препостпроцессора при моделировании шарнира использовался модуль Advanced Simulation комплекса Siemens PLM NX. При построении геометрии в главном эскизе (рис. 1) был заранее предусмотрен средний слой, который в зависимости от назначенного элементу материала может моделировать как резиновую втулку, так и промежуточную арматуру. На основе геометрии эскиза построено пять твердых тел вращения с углом поворота 360° .

Разбиение объемной геометрии осуществлялось восьмиузловыми гексаэдральными объемными конечными элементами с применением условия совпадения сеток на контактирующих поверхностях разбиваемых тел. Для металлических элементов принят

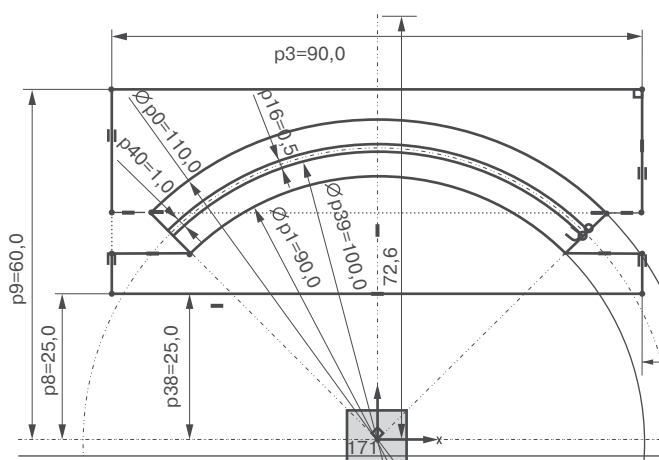


Рис. 1. Главный эскиз для построения геометрической модели шарнира:

p_0 , p_1 , p_3 и т. д. — переменные, содержащие значения управляющих размеров при параметрическом твердотельном моделировании

Fig. 1. Main draft for constructing a geometric model of the joint:

p_0 , p_1 , p_3 , etc. — variables of the values control dimensions in parametric solid modelling

материал Сталь 20 с параметрами: модуль упругости $E = 210\,000$ МПа, коэффициент Пуассона $\mu = 0,3$. На основании экспериментальных данных, приведенных в [10, 11], для моделирования резины применена упругая линейная модель материала, обладающего изотропными свойствами (одинаковыми параметрами жесткости во всех трех направлениях). Согласно графику зависимости модуля упругости резины от твердости, представленному в [16], были определены значения статического модуля упругости для резины с твердостью по Шору А 60, 65, 70, 75, 80 ед. Для анализа радиальной жесткости РМШ расчетная схема была дополнена соединением одномерных абсолютно жестких элементов, соединяющих все узлы внутреннего кольца с центральной точкой, расположенной на оси шарнира, к которой будут прикладываться соответствующие ограничения и которой будет задаваться вынуждающее перемещение. Данное решение приводит к следующим упрощениям:

- посадочная поверхность внутреннего кольца шарнира не деформируется;
- усилие от цилиндрического соединительного пальца распределяется по всей внутренней поверхности кольца, а не только по его нижней части.

К поверхности внешнего кольца прикладывается ограничение «жесткая заделка», что приводит к тому, что сила реакции от действующей радиальной силы распределяется по всей поверхности внешнего кольца, исключается смещение узлов поверхности кольца относительно охватывающей шарнир поверхности подвески, а также возможность проворота шарнира.

В узел соединения вводится ограничение на все степени свободы и задается вынуждающее перемещение, равное 1 мм. По результату расчета проводится оценка величины силы реакции в данном узле при единичном смещении. Согласно зависимости $C = P / f$ значение полученного усилия будет равно радиальной жесткости шарнира.

Результат предварительного расчета показал, что относительные перемещения в узлах металлических частей и возникающие в них усилия ничтожно малы, поскольку жесткость металла на несколько порядков больше, чем у резины. Данное обстоятельство позволило ввести допущение, что все деформации шарнира обусловлены работой резинового слоя, и упростить расчетную схему, пренебрегая деформацией металлических частей. Это дало возможность отказаться от расчета металлических частей шарнира и, соответственно, от разбиения на конечные элементы, полагая их абсолютно жесткими связями. Уменьшение количества элементов и узлов сократило число узловых степеней свободы и, следовательно, число неизвестных, что привело к снижению размерности решаемой задачи. Данное решение позволило при необходимости уменьшить шаг конечно-элементной

сетки без значительного увеличения объема вычислений. Поскольку результаты расчета при данном упрощении оказались практически идентичны результатам для описанной выше модели, для дальнейших исследований использовалась схема, моделирующая только резиновый слой (рис. 2).

Результаты расчета для разной твердости по Шору А представлены в табл. 2.

Из табл. 2 видно, что значения радиальной жесткости, полученные для однослойного шарнира, не соответствуют экспериментальным данным — 92 кН/мм при твердости резины по Шору А 70–80 ед. Погрешность составила 43 %, что говорит о необходимости корректировки исходных данных и параметров расчетной схемы.

Проведенное исследование показало, что наличие предварительного сжатия оказывает несущественное влияние на радиальную жесткость шарнира. При этом проверочные расчеты на упрощенных моделях показали, что с уменьшением толщины резинового слоя при оценке жесткости шарнира на ее характеристики существенно влияет точность задания коэффициента Пуассона. В исходных расчетах данный коэффициент принимался близким к величине 0,5 и составлял $\mu = 0,49$. Для оценки влияния точности задания коэффициента Пуассона от толщины резинового слоя была создана конечно-элементная модель резинового образца, представляющего собой параллелограмм с длиной и шириной основания 100 мм и переменной высотой H (рис. 3).

Узлы основания закреплены по всем шести степеням свободы. Узлы верхней грани соединены между собой абсолютно жесткими связями. Всем узлам верхней грани сообщается единичное перемещение $\Delta H = 1$ мм.

В результате расчета определялась суммарная сила реакции в заделках узлов основания, оценивалась жесткость для разных вариантов представления величины коэффициента μ . В первом варианте значение, приближенное к величине $\mu = 0,5$, составило $\mu = 0,49$, во втором варианте $\mu = 0,499999$. Для обоих вариантов значение модуля упругости принималось $E = 4$ МПа.

По результатам анализа построен сводный график зависимости жесткости образца от высоты H (рис. 4)

Как видно из графика, при толщине резинового слоя меньше 20 мм резко начинает возрастать погрешность при определении жесткости элемента. Так, при высоте 10 мм значение жесткости при уточненном значении μ оказалось выше в 2,7 раза по сравнению с коэффициентом, округленным до сотых. Учитывая эти результаты, произведен пересчет значений радиальной жесткости для РМШ. Полученные значения приведены в табл. 3.

Как видно из табл. 3, значения радиальной жесткости, полученные для однослойного шарнира, при уточнении коэффициента Пуассона оказываются приближены к экспериментальным данным

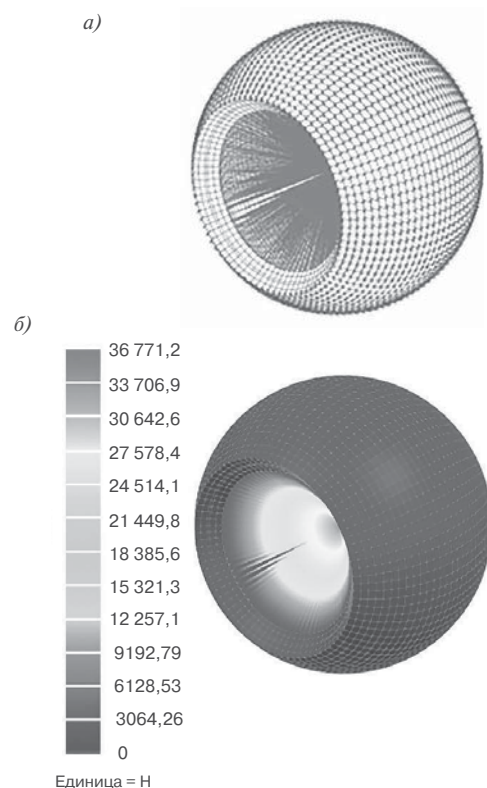


Рис. 2. Резиновая втулка:
а — расчетная схема; б — результаты расчета, радиальная жесткость — 36,8 кН/мм

Fig. 2. Rubber grommet:
а — calculation model; б — calculation results, radial stiffness — 36.8 kN/mm

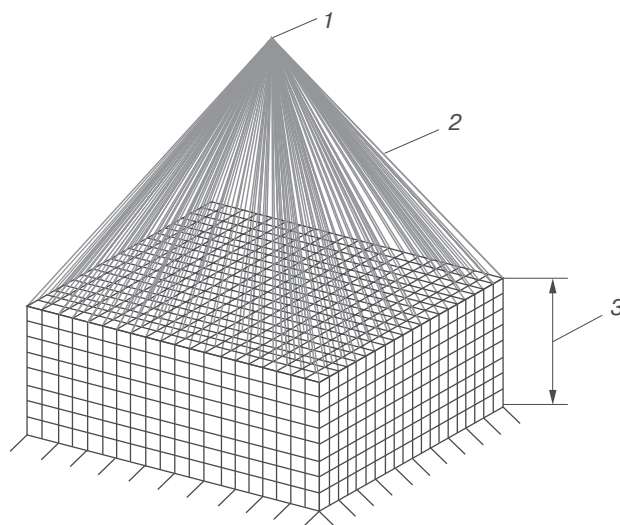


Рис. 3. Расчетная схема резинового образца:
1 — перемещаемый узел; 2 — абсолютно жесткая связь;
3 — высота образца H

Fig. 3. Calculation model of the rubber sample:
1 — moving node; 2 — absolutely rigid connection;
3 — H sample height

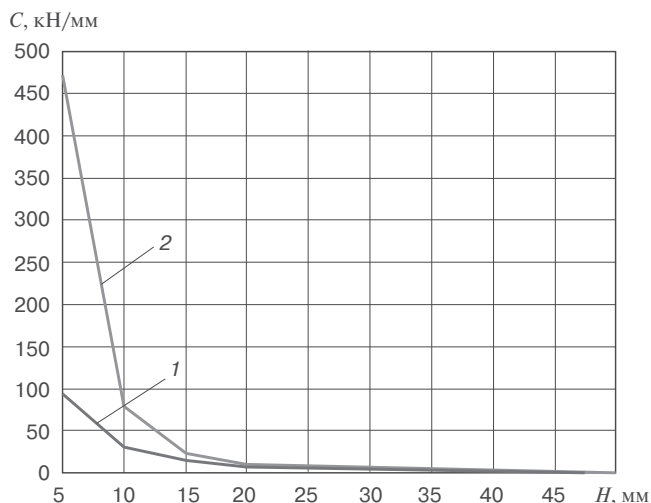


Рис. 4. График зависимости расчетной величины жесткости резинового элемента от его высоты:
1 — $\mu = 0,49$; 2 — $\mu = 0,499999$

Fig. 4. Graph of the dependence for the calculated value of the rubber element rigidity on its height:
1 — $\mu = 0.49$; 2 — $\mu = 0.499999$

(92 кН/мм при твердости резины по Шору А 70–80 ед.), для среднего значения твердости 75 ед. расхождение составило около 5%, что существенно меньше, чем возможный разброс жесткости шарнира при изготовлении. При этом радиальная жесткость двухслойного шарнира оказалась примерно в 6,3 раза выше

однослойного, что как минимум подтверждает первоначальные прогнозы о существенно более высокой несущей способности двухслойных шарниров по сравнению с однослойными. С другой стороны, существенно более высокая радиальная жесткость двухслойных РМШ требует при проектировании тягового привода учитывать изменение упруго-диссипативных свойств динамической системы и изменение частот собственных колебаний, при необходимости предусматривая введение в конструкцию упругих элементов для амортизации ударных и вибрационных нагрузок.

Исследование деформаций свободной поверхности РМШ. Важным вопросом при проектировании РМШ является выбор формы свободной поверхности резиновой втулки перед предварительным деформированием при сборке. Предварительное деформирование необходимо для того, чтобы в резиновой втулке под действием эксплуатационных нагрузок не возникало деформаций растяжения, резко снижающих долговечность детали. При этом свободной поверхности втулки перед сборкой шарнира придают такую форму, чтобы после сборки на ней не образовалось выпучиваний, в которых появятся деформации растяжения.

Поиск искомой формы свободной поверхности производился путем решения обратной задачи: в качестве исходной была принята форма свободной поверхности РМШ после монтажа, представляющая собой коническую поверхность, а искомая форма поверхности до монтажа образовывалась за счет растяжения

Таблица 2

Результаты расчета радиальной жесткости РМШ при относительной радиальной деформации $\Delta H = 1$ мм

Table 2

Results of calculating the radial stiffness of the rubber-metal joint at a relative radial deformation $\Delta H = 1$ mm

Тип шарнира по виду упругой втулки	Твердость по Шору А, ед.	E , МПа	Сила реакции P_p , кН	Радиальная жесткость C_p , кН/мм
Однослойный	60	2,7	24,28	24,28
	65	3,18	28,59	28,59
	70	3,8	34,17	34,17
	75	4,64	41,72	41,72
	80	5,86	52,68	52,68
Двухслойный	60	2,7	39,93	39,93
	65	3,18	47,03	47,03
	70	3,8	56,19	56,19
	75	4,64	68,59	68,59
	80	5,86	86,6	86,6

Таблица 3

Расчетные значения радиальной жесткости для однослойного и двухслойного РМШ при относительной радиальной деформации $\Delta H = 1$ мм и $\mu = 0,499999$

Table 3

Calculated values of radial stiffness for a single layer and a two-layer rubber-metal joint with a relative radial deformation $\Delta H = 1$ mm and $\mu = 0.499999$

Тип шарнира по виду упругой втулки	Твердость по Шору А, ед.	E , МПа	Сила реакции P_p , кН	Радиальная жесткость C_p , кН/мм
Однослойный	60	2,7	56,17	56,17
	65	3,18	66,15	66,15
	70	3,8	79,05	79,05
	75	4,64	96,52	96,52
	80	5,86	121,9	121,9
Двухслойный	60	2,7	359,85	359,85
	65	3,18	421,68	421,68
	70	3,8	504,63	504,63
	75	4,64	616,22	616,22
	80	5,86	776,59	776,59

резинового элемента на величину предварительной деформации в направлении, противоположном перемещению арматуры при монтаже.

Для упрощения решения задачи по получению формы свободной поверхности создано два сегмента упругой втулки, представляющие собой половину ее полукольца. Шаг разбивки конечно-элементной сетки из условия получения ряда элементов на свободной грани составил 1 мм. Внутреннее кольцо абсолютно жестко заделано. На грани разреза по плоскости симметрии накладываются симметричные связи. Узлам внешней поверхности наружного кольца сообщается перемещение в 1,5 мм (из условия, что первоначальный зазор между смыкаемыми полукольцами равен 3 мм). Внешний вид расчетной схемы представлен на рис. 5. Как и в предыдущем случае, модель двухслойного шарнира создается на базе однослойной модели путем увеличения жесткости среднего слоя элемента до значений жесткости стали.

Для моделирования резинового слоя принят материал, имеющий параметры твердости по Шору А — 60 ед., статический модуль упругости $E = 2,7$ МПа, $\mu = 0,499999$.

Получившаяся в результате расчета деформированная поверхность будет оптимальна для достижения условия получения ровной свободной поверхности при смыкании полуколец при сборке шарнира.

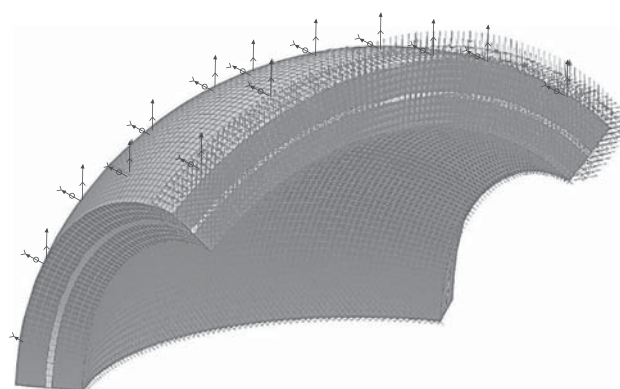


Рис. 5. Расчетная схема втулки при моделировании деформации свободных поверхностей резинового слоя

Fig. 5. Calculation model of the grommet by modelling the deformation of the rubber layer free surfaces

На рис. 6 и 7 показана деформированная свободная поверхность резинового элемента, применяемого в однослойном и двухслойном РМШ соответственно.

Как видно из рис. 7, для двухслойного шарнира характерна меньшая глубина требуемой выемки, однако при этом значительно уменьшаются радиусы при вершине выемки. Это обусловлено снижением возможности перемещения резины в двухслойном шарнире по сравнению с однослойным, что создает

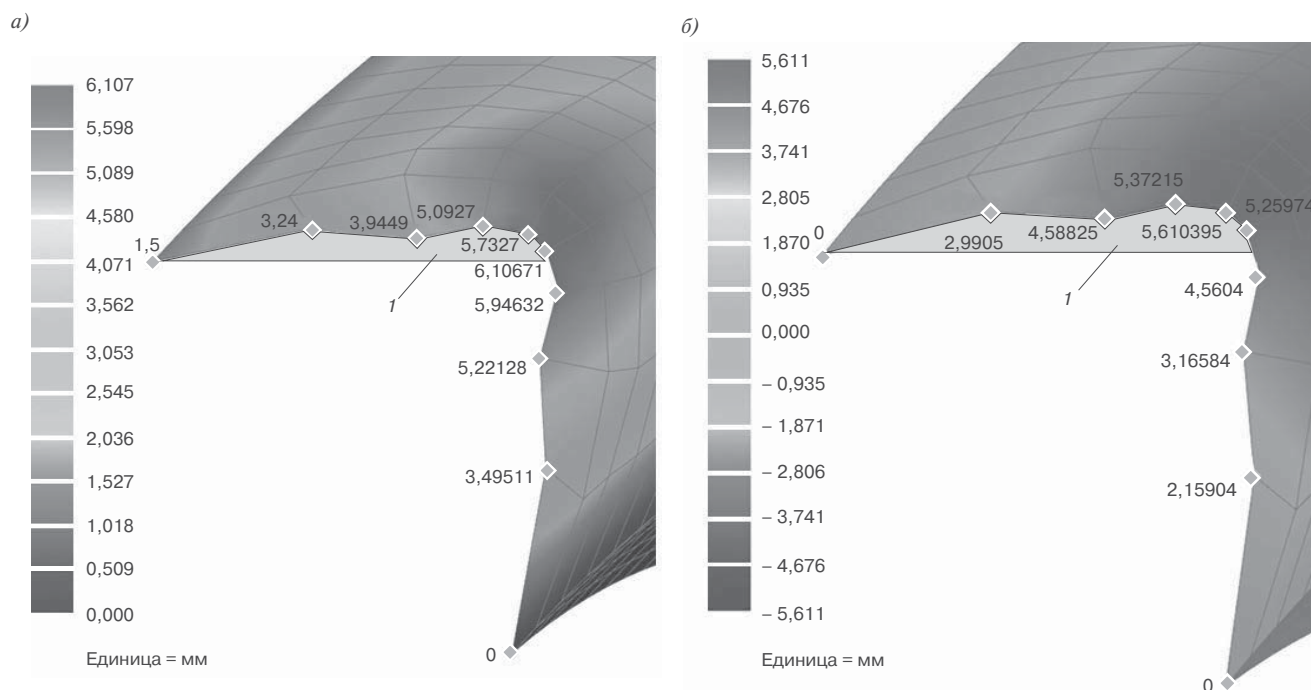


Рис. 6. Перемещения узлов свободной поверхности втулки однослойного шарнира: *a* — в вертикальном направлении; *b* — в горизонтальном направлении; 1 — поднутрения

Fig. 6. Nodes shifting of the free surface of the grommet of a single-layer joint: *a* — in the vertical direction; *b* — in the horizontal direction; 1 — undercuts

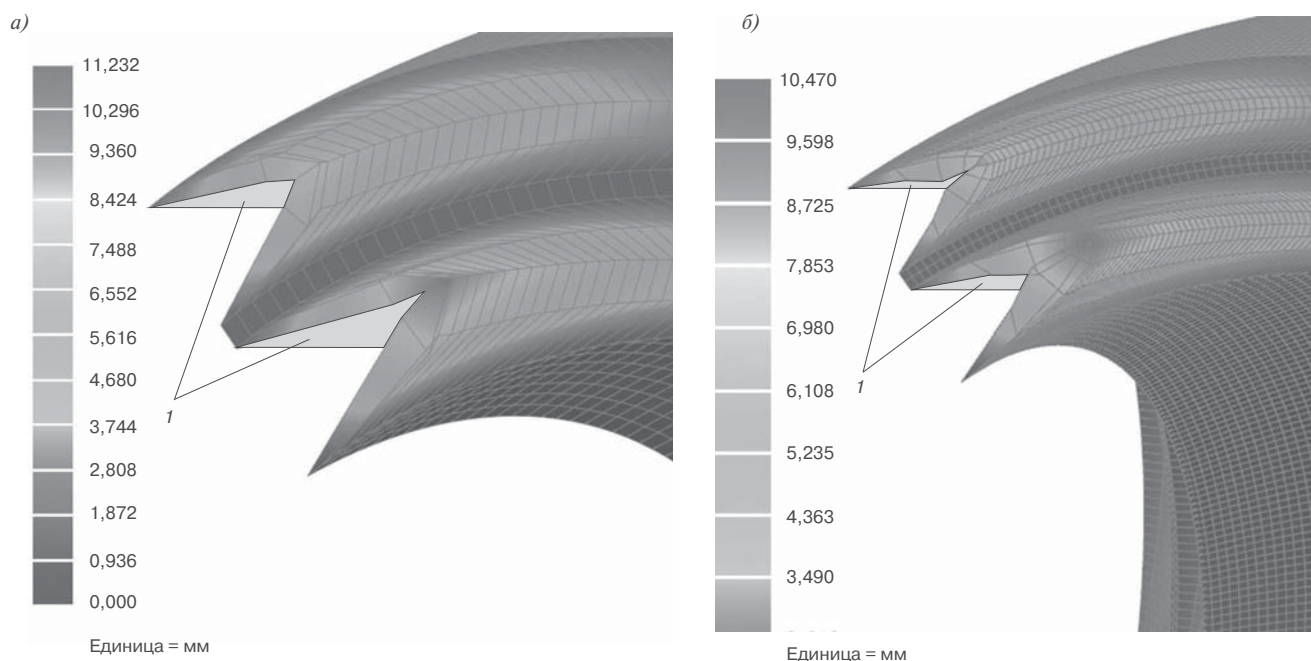


Рис. 7. Перемещения узлов свободной поверхности резинового элемента двухслойного шарнира при разной величине конечных элементов: *а* — при шаге разбивки конечно-элементной сетки 1 мм; *б* — при шаге разбивки конечно-элементной сетки 0,5 мм; 1 — поднутрения

Fig. 7. Nodes shifting of the free surface of the rubber element of a two-layer joint with different sizes of finite elements: *a* — with a spacing step of the finite element mesh of 1 mm; *b* — with a spacing step of the finite element mesh of 0.5 mm; 1 — undercuts

условия для образования локальных зон растяжения на середине свободной поверхности после сборки шарнира. Возможно, по этой причине потребуется снижение максимальных радиальных деформаций резинового слоя при работе. Данный вопрос требует дальнейших исследований.

Из сказанного следует, что при проектировании двухслойных РМШ одной из основных проблем является обеспечение возможности разъема деталей литьевой или плунжерно-литьевой прессформы, которая, как видно из рис. 6 и 7, должна обеспечивать внутренние кольцевые поднутрения. В связи с этим авторами была предложена конструкция двухслойного сферического РМШ с разъемом, упрощающая технологию изготовления, на которую получен патент на полезную модель [17].

Заключение. Установлено, что для сферических РМШ в настоящее время известна методика расчета только для однослойных с $\alpha = \pi/4$, обладающая достаточной сходимостью с результатами эксперимента при продольном разъеме шарнира, что недостаточно для создания новых конструкций этого узла, в частности двухслойных с промежуточной арматурой, имеющих более высокую нагрузочную способность по сравнению с однослойными.

В процессе исследования получена верифицированная расчетная схема для определения жесткостных параметров однослойных и двухслойных РМШ. Сопостав-

ление результатов расчета характеристик однослойных и двухслойных РМШ, аналогичных применяемым в тяговых приводах отечественных локомотивов, показало, что двухслойный шарнир имеет жесткость в радиальном направлении, в 6,3 раза превышающую жесткость однослойного шарнира, что позволяет создать шарниры, обеспечивающие надежную работу узла подвески ТЭД электровозов 2ЭС6 и тепловозов 2ТЭ25А.

Установлено, что форма свободной поверхности боковых граней двухслойного РМШ до сборки должна иметь малые радиусы кривизны выемок, при том что это может приводить к возникновению деформаций растяжения на гранях после сборки шарнира, снижая его надежность. Вопрос выбора оптимальной геометрии свободной поверхности боковых граней двухслойного РМШ требует дальнейшего изучения.

На предложенные решения по конструкции и технологии изготовления двухслойного РМШ получен патент на полезную модель.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Потураев В. Н. Резиновые и резиноталлические детали машин. М.: Машиностроение, 1966. 299 с.
2. Корнев А. М., Липунов Д. В. Модернизация системы подвешивания ТЭД электровоза постоянного тока 2ЭС6 // Эксплуатационная надежность локомотивного парка и повышение эффективности тяги поездов: материалы Третьей Всерос. науч.-техн. конф. с междунар. участием (Омск, 10–11 ноября 2016 г.) / Омский гос. ун-т путей сообщения. Омск: ОмГУПС, 2016. С. 237–242.

3. Алексеева М.С. Анализ работы тепловозов серии 2ТЭ25А «Витязь» на Дальневосточной железной дороге // Технические науки — от теории к практике: сб. статей по материалам LVIII Междунар. науч.-практ. конф. (Новосибирск, 25 мая 2016 г.). Новосибирск: СибАК, 2016. Ч. II. С. 61–66.

4. Поиск новых путей повышения надежности узла подвески тяговых электродвигателей / А.С. Космодамианский [и др.] // Вестник транспорта Поволжья. 2019. Т. 78, № 6. С. 19–26.

5. Анализ рациональности конструкции подвески тягового электродвигателя магистрального тепловоза с повышенной нагрузкой на ось / А.С. Космодамианский [и др.] // Вестник транспорта Поволжья. 2021. Т. 87, № 3. С. 22–27.

6. Потураев В.Н., Дырда В.И. Резиновые детали машин. М.: Машиностроение, 1977. 216 с.

7. Лепетов В.А. Расчеты и конструирование резиновых технических изделий и форм. Л.: Химия, 1971. 312 с.

8. Применение резиновых технических изделий в народном хозяйстве: справ. пособие / под ред. Л.Д. Федюкина. М.: Химия, 1986. 240 с.

9. Вибрации в технике: справ. В 6 т. Т. 4. Вибрационные процессы и машины / под ред. Э.Э. Лавендела. М.: Машиностроение, 1981. 509 с.

10. Исследования по созданию подвески тягового электродвигателя со сферическими резинометаллическими шарнирами для тепловозов с опорно-осевым приводом. Заключительный отчет: ВНИТИ И-17-85. Коломна, 1985. 55 с.

11. Результаты стендовых испытаний подвесок редуктора тягового привода тепловоза 2ТЭ121. Заключительный отчет: ВНИТИ И-101-87. Коломна, 1987. 68 с.

12. Авторское свидетельство № 1493807 СССР, МПК F16C 11/06. Способ сборки резинометаллического сферического шарнира: № 4272700/25-27: заявл. 04.05.87: опубл. 15.07.89 / Коссов В.С. [и др.]. 5 с.

13. Гуммированные детали машин / Н.С. Пенкин [и др.]. М.: Машиностроение, 2013. 245 с.

14. Соколов Ю.Н., Пономарев А.С., Дегтярев В.Е. Повышение надежности узлов тягового привода пассажирских электровозов ЭП1М и ЭП10 // Локомотив информ. 2010. № 6. С. 4–11.

15. Ахмадеев С.Б., Корнев А.М. Анализ повреждений механической части электровозов нового поколения в эксплуатации (на примере 2ЭС6) // Технологическое обеспечение ремонта и повышение динамических качеств железнодорожного подвижного состава: материалы III Всерос. науч.-техн. конф. с междунар. участием (Омск, 10–11 декабря 2015 г.): в 3 ч. / под ред. И.И. Галиева; Омский гос. ун-т путей сообщения. Омск: ОмГУПС, 2015. Ч. 1. С. 203–208.

16. Лепетов В.А., Юрцев Л.Н. Расчеты и конструирование резиновых изделий. 2-е изд., перераб. и доп. Л.: Химия, 1977. 408 с.

17. Патент № 202196 Российская Федерация, МПК F16C 11/06 (2006.01). Сферический резинометаллический шарнир: № 2020121555: заявл. 29.06.2020: опубл. 05.02.2021 / Воробьев В.И. [и др.]. 8 с.

REFERENCES

1. Poturaev V.N. Rezinovye i rezinometallicheskie detal'i mashin [Rubber and rubber-metal parts of machines]. Moscow: Mashinostroenie Publ.; 1966. 299 p. (In Russ.).

2. Kornev A.M., Lipunov D.V. Modernizatsiya sistemy podveshivaniya TED elektrovoza postoyannogo toka 2ES6 [Modernization of the traction motor suspension system for a 2ES6 DC electric locomotive]. Eksploatsionnaya nadezhnost' lokomotivnogo parka i povyshenie effektivnosti tyagi poezdov [Operational reliability of the locomotive fleet and increasing the efficiency of train traction]. Procs. of III Int. conf. (Omsk, November 10–11, 2016). Omsk: OmGUPS Publ.; 2016. P. 237–242. (In Russ.).

3. Alekseeva M. S. Analiz raboty teplovozov serii 2TE25A "Vityaz" na Dal'nevostochnoy zheleznoy doroge [Analysis of the operation of

diesel locomotives of the 2TE25A Vityaz series on the Far Eastern Railway]. Tekhnicheskie nauki — ot teorii k praktike [Technical sciences — from theory to practice]. Procs. of LVIII Int. conf. (Novosibirsk, May 25, 2016). Novosibirsk: SibAK Publ.; 2016. Part II. P. 61–66. (In Russ.).

4. Kosmodamianskiy A. S., Vorob'ev V. I., Izmerov O. V., et al. Poisk novykh putey povysheniya nadezhnosti uzla podveski tyagovykh elektrodvigatelay [Search for new ways to improve the reliability of the suspension unit of traction electric motors]. Vestnik transporta Povolzh'ya = Bulletin of transport of the Volga region. 2019;78(6):19-26. (In Russ.).

5. Kosmodamianskiy A. S., Vorob'ev V. I., Izmerov O. V., et al. Analiz ratsional'nosti konstruktssii podveski tyagovogo elektrodvigatelya magistral'nogo teplovoza s povyshennoy nagruzkoj na os' [Analysis of the rationality of the design of the suspension of the traction electric motor of the main diesel locomotive with increased axle load]. Vestnik transporta Povolzh'ya = Bulletin of transport of the Volga region. 2021;87(3):22-27. (In Russ.).

6. Poturaev V. N., Dyrda V. I. Rezinovye detal'i mashin [Rubber parts of machines]. Moscow: Mashinostroenie Publ.; 1977. 216 p. (In Russ.).

7. Lepetov V. A. Raschety i konstruirovaniye rezinovykh tekhnicheskikh izdeliy i form [Calculations and design of rubber technical products and forms]. Leningrad: Khimiya Publ.; 1971. 312 p. (In Russ.).

8. Fedukin L. D., ed. Primeneniye rezinovykh tekhnicheskikh izdeliy v narodnom khozyaystve: sprav. posobie [The use of rubber technical products in the national economy: handbook]. Moscow: Khimiya Publ.; 1986. 240 p. (In Russ.).

9. Lavendel E. E., ed. Vibratsii v tekhnike: sprav. T. 4. Vibratsionnye protsessy i mashiny [Vibrations in technology: handbook. Vol. 4. Vibration processes and machines]. Moscow: Mashinostroenie Publ.; 1981. 509 p. (In Russ.).

10. Issledovaniya po sozdaniyu podveski tyagovogo elektrodvigatelya so sfericheskimi rezinometallicheskimi sharnirami dlya teplovozov s oporno-osevym privodom. Zaklyuchitel'nyy otchet: VNITI I-17-85 [Research on the creation of a traction motor suspension with spherical rubber-metal joints for diesel locomotives with a support-axial drive. Final report: VNITI I-17-85]. Kolomna; 1985. 55 p. (In Russ.).

11. Rezul'taty stendovykh ispytaniy podvesok reduktora tyagovogo privoda teplovoza 2TE121. Zaklyuchitel'nyy otchet: VNITI I-101-87 [The results of bench tests of the suspensions of the traction drive gear of the diesel locomotive 2TE121. Final report: VNITI I-101-87]. Kolomna; 1987. 68 p. (In Russ.).

12. Kossov V. S., Kokorev A. I., Lysak V. A., et al. Sposob sborki rezinometallicheskogo sfericheskogo sharnira [Method for assembling a rubber-metal spherical hinge]. Authorship certificate No. 1493807 SSSR, MPK F16C 11/06: No. 4272700/25-27: appl. 04.05.87: publ. 15.07.89. 5 p. (In Russ.).

13. Penkin N. S., Kopchenkov V. G., Serbin V. M., et al. Gummirovaniye detal'i mashin [Gummed machine parts]. Moscow: Mashinostroenie Publ.; 2013. 245 p. (In Russ.).

14. Sokolov Yu. N., Ponomarev A. S., Degtyarev V. E. Povysheniye nadezhnosti uzlov tyagovogo privoda passazhirskikh elektrovozov EP1M i EP10 [Improving the reliability of traction drive units for passenger electric locomotives EP1M and EP10]. Lokomotiv inform = Locomotive inform. 2010;(6):4-11. (In Russ.).

15. Akhmadeev S. B., Kornev A. M. Analiz povrezhdeniy mekhanicheskoy chasti elektrovozov novogo pokoleniya v ekspluatatsii (na primere 2ES6) [Analysis of damage to the mechanical part of new generation electric locomotives in operation (on the example of 2ES6)]. Tekhnologicheskoe obespecheniye remonta i povysheniye dinamicheskikh kachestv zheleznodorozhnogo podvizhnogo sostava [Technological support for repair and improvement of the dynamic qualities of railway rolling stock]. Procs. of III Int. conf. (Omsk, December 10–11, 2015). Omsk: OmGUPS Publ.; 2015. Part 1. P. 203–208. (In Russ.).

16. Lepetov V. A., Yurtsev L. N. Raschety i konstruirovaniye rezinovykh izdeliy [Calculations and design of rubber products]. 2nd ed. Leningrad: Khimiya Publ.; 1977. 408 p. (In Russ.).

17. Vorob'ev V. I., Vorob'ev D. V., Izmerov O. V., et al. Sfericheskiy rezinometallicheskiy sharnir [Spherical rubber-metal joint]. Patent No. 202196 Russian Federation, MPK F16C 11/06 (2006.01): No. 2020121555: appl. 29.06.2020: publ. 05.02.2021. 8 p. (In Russ.).

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Андрей Сергеевич КОСМОДАМИАНСКИЙ,

д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедрой «Тяговый подвижной состав», Российский университет транспорта (РУТ (МИИТ), 127994, г. Москва, ул. Образцова д. 9, стр. 9), Author ID: 353032, <https://orcid.org/0000-0002-7835-3039>

Владимир Иванович ВОРОБЬЕВ,

канд. техн. наук, доцент, кафедра «Подвижной состав железных дорог», Брянский государственный технический университет (БГТУ, 241035, г. Брянск, бульвар 50 лет Октября, д. 7), Author ID: 1063042, <https://orcid.org/0000-0003-2897-1557>

Олег Васильевич ИЗМЕРОВ,

соискатель, кафедра «Подвижной состав железных дорог», Брянский государственный технический университет (БГТУ, 241035, г. Брянск, бульвар 50 лет Октября, д. 7), Author ID: 57193738041, <https://orcid.org/0000-0002-8450-6206>

Дмитрий Николаевич ШЕВЧЕНКО,

старший преподаватель, кафедра «Тяговый подвижной состав», Российский университет транспорта, (РУТ (МИИТ), 127994, г. Москва, ул. Образцова д. 9, стр. 9), Author ID: 941016, <https://orcid.org/0000-0003-2941-6424>

Дмитрий Юрьевич РАСИН,

канд. техн. наук, доцент, кафедра «Подвижной состав железных дорог», Брянский государственный технический университет, (БГТУ, 241035, г. Брянск, бульвар 50 лет Октября, д. 7), Author ID: 513712, <https://orcid.org/0000-0002-5360-4401>

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Andrey S. KOSMODAMIANSKIY,

Dr. of Sci. (Engineering), Professor, Head of the Traction Rolling Stock Department, Russian University of Transport (127994, Moscow, 9, bldg. 9, Obratsova St.), Author ID: 353032, <https://orcid.org/0000-0002-7835-3039>

Vladimir I. VOROB'EV,

Cand. of Sci. (Engineering), Associate Professor, Department of Railway Rolling Stock, Bryansk State Technical University (241035, Bryansk, 7, 50 Let Oktyabrya Blvd.), Author ID: 1063042, <https://orcid.org/0000-0003-2897-1557>

Oleg V. IZMEROV,

Degree Applicant, Department of Railway Rolling Stock, Bryansk State Technical University (241035, Bryansk, 7, 50 Let Oktyabrya Blvd.), Author ID: 57193738041, <https://orcid.org/0000-0002-8450-6206>

Dmitriy N. SHEVCHENKO,

Senior Lecturer, Traction Rolling Stock Department, Russian University of Transport (127994, Moscow, 9, bldg. 9, Obratsova St.), Author ID: 941016, <https://orcid.org/0000-0003-2941-6424>

Dmitriy Yu. RASIN,

Cand. of Sci. (Engineering), Associate Professor, Department of Railway Rolling Stock, Bryansk State Technical University (241035, Bryansk, 7, 50 Let Oktyabrya Blvd.), Author ID: 513712, <https://orcid.org/0000-0002-5360-4401>

ВКЛАД АВТОРОВ

Андрей Сергеевич КОСМОДАМИАНСКИЙ. Формирование направления исследования, формулировка цели и задач, обозначение алгоритма исследования (15%).

Владимир Иванович ВОРОБЬЕВ. Оценка параметров сферического РМШ с точки зрения обеспечения надежности узлов экипажной части локомотива, патентование новой конструкции сферического РМШ по результатам исследований, редактирование текста статьи (15%).

Олег Васильевич ИЗМЕРОВ. Анализ известных методов расчетов резинометаллических изделий, экспериментальные исследования свойств сферического РМШ, анализ результатов моделирования (25%).

Дмитрий Николаевич ШЕВЧЕНКО. Проведение патентного поиска, исследование особенностей эксплуатации резинометаллических изделий на подвижном составе (15%).

Дмитрий Юрьевич РАСИН. Обоснование и структурирование методики расчета, разработка математической модели сферического РМШ, компьютерное моделирование (30%).

CONTRIBUTION OF THE AUTHORS

Andrey S. KOSMODAMIANSKIY. Formation of the research area, formulation of the goal and objectives, designation of the research algorithm (15%).

Vladimir I. VOROB'EV. Evaluation of the parameters of the spherical joint in regard to the reliability of the locomotive undercarriage units, patenting the new joint design based on the research results, editing the text of the article (15%).

Oleg V. IZMEROV. Analysis of known methods for calculating rubber-metal products, experimental research of the spherical joint features, analysis of simulation results (25%).

Dmitriy N. SHEVCHENKO. Carrying out a patent search, researching the operation of rubber-metal products on rolling stock (15%).

Dmitriy Yu. RASIN. Substantiation and structuring of the calculation method, development of the mathematical model of the spherical joint, computer simulation (30%)

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

The authors have read and approved the final manuscript.

Прозрачность финансовой деятельности: авторы не имеют финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

Financial transparency: the authors have no financial interest in the presented materials and methods. There is no conflict of interest.

Статья поступила в редакцию 16.02.2022, первая рецензия получена 10.03.2022, вторая рецензия получена 23.03.2022, принята к публикации 25.05.2022.

The article was submitted 16.02.2022, first review received 10.03.2022, second review received 23.03.2022, accepted for publication 25.05.2022.