



НАУЧНАЯ СТАТЬЯ

УДК 629.42.621.892

DOI: <https://doi.org/10.30932/1992-3252-2023-21-1-3>

Вопросы создания равнопрочных двухслойных сферических резинометаллических шарниров



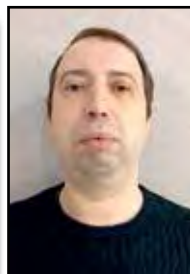
Андрей КОСМОДАМИАНСКИЙ



Владимир ВОРОБЬЁВ



Олег ИЗМЕРОВ



Дмитрий РАСИН



Дмитрий ШЕВЧЕНКО

Андрей Сергеевич Космодамианский¹, Владимир Иванович Воробьёв², Олег Васильевич Измеров³, Дмитрий Юрьевич Расин⁴, Дмитрий Николаевич Шевченко⁵

^{1,5} Российский университет транспорта, Москва, Россия.

^{2,3,4} Брянский государственный технический университет, Брянск, Россия.

✉ ¹ askosm@mail.ru.

АННОТАЦИЯ

В статье рассматривается проблема создания равнопрочных двухслойных сферических резинометаллических шарниров (РМШ). При равной толщине слоёв резиновых втулок и равном угле их раскрытия наблюдается существенное отличие в их радиальной жёсткости и относительной деформации резины. При размерах шарниров, соответствующих применяемым в экипажной части локомотивов, наблюдается разница относительной деформации внутренней и наружной втулки примерно в 1,5 раза. Вследствие этого нагрузочную способность сферических двухслойных РМШ предложено определять по величине относительной деформации резины наиболее нагруженной втулки. Также проведены исследования возможностей создания равнодеформируемой конструкции сферического двухслойного РМШ.

Для определения характеристик сферического резинометаллического шарнира использовано цифровое компьютерное моделирование с помощью метода конечных элементов. Предложена параметризованная геометрическая модель сферического двухслойного РМШ и конечно-элементная модель упругой втулки, дающие соотношение радиальных жёсткостей наружной и внутренней втулок,

близкое к предварительно определённое на основе уравнений теории упругости в перемещениях в сферической системе координат.

Установлено, что для достижения равноупругости путём изменения угла раскрытия, угол раскрытия наружной арматуры РМШ должен быть примерно в 1,5 раза меньше угла раскрытия внутренней. Это позволяет на 25 % уменьшить ширину наружной арматуры РМШ, однако при этом возникает проблема прочности и жёсткости наружных краёв промежуточной арматуры. Также равноупругость втулок шарнира может быть достигнута за счёт их разной толщины, при этом для достижения неравножёсткости втулок в пределах $\pm 5\%$ требуется обеспечить отклонение диаметра промежуточной обоймы менее чем на $\pm 0,1\%$ при изготовлении шарнира.

Полученные результаты исследований доказывают практическую возможность создания равнопрочного (с равной жёсткостью втулок) сферического двухслойного РМШ. Вопрос поиска компромиссной конструкции РМШ, приемлемой с точки зрения нагруженности промежуточной обоймы и требований к точности изготовления, требует дальнейшего изучения.

Ключевые слова: тяговый привод локомотива, сферический резинометаллический шарнир, надёжность, конструирование.

Для цитирования: Космодамианский А. С., Воробьёв В. И., Измеров О. В., Расин Д. Ю., Шевченко Д. Н. Вопросы создания равнопрочных двухслойных сферических резинометаллических шарниров // Мир транспорта. 2023. Т. 21. № 1 (104). С. 22–30. DOI: <https://doi.org/10.30932/1992-3252-2023-21-1-3>.

Полный текст статьи на английском языке публикуется во второй части данного выпуска.
The full text of the article in English is published in the second part of the issue.

ВВЕДЕНИЕ

Объект исследования и описание проблемы

Сферические резинометаллические шарниры (РМШ), не требующие обслуживания во время эксплуатации, широко применяются в узлах транспортных машин в отечественной и зарубежной практике, в частности, в узлах экипажной части железнодорожных транспортных средств (локомотивы 2ЭС6, 2ТЭ25А, ЭП20 и др.), что определяет актуальность развития методов их расчёта и проектирования, а также поиска новых конструкций сферических РМШ, имеющих более высокую нагрузочную способность по сравнению с зарубежными аналогами.

Ранее авторами в работе [1], в результате исследований методами математического моделирования было установлено, что жёсткость двуслойных сферических резинометаллических шарниров (РМШ) в радиальном направлении может быть в 6,3 раза выше, чем у однослойных при прочих равных условиях. Это означает, что при твёрдости резины 70–80 ед. по Шору и размерах, как у шарнира подвески тягового электродвигателя электровоза 2ЭС6 (наружный диаметр 120 мм), радиальная жёсткость шарнира должна в среднем составить примерно 620 кН/мм, что почти втрое выше радиальной жёсткости шарнира 13–4007 фирмы Trelleborg Antivibration Solutions (Швеция), имеющего наружный диаметр 127 мм, и в семь раз выше радиальной жёсткости шарниров 13–1180 и 13–2624 тех же размеров того же производителя. Таким образом, двуслойные шарниры, позволяют существенно превзойти по нагрузочной способности однослойные шарниры зарубежных производителей, при использовании отечественных материалов и комплектующих изделий и отечественной технологической базы.

Однако, при этом следует учитывать, что если в однослойном сферическом РМШ в качестве критерия оценки допустимых радиальных нагрузок можно использовать величину относительной деформации сжатия резинового слоя, определяемую по радиальной деформации всего РМШ, как это предлагается делать в [2], то в двуслойном необходимо также учитывать то, что относительная деформация наружной и внутренней резиновой втулок РМШ может быть различной. Поясним это на следующем примере.

В [3; 4] на основе уравнений теории упругости в перемещениях в сферической системе координат предложена следующая формула для определения радиальной жёсткости однослойных сферических РМШ, кН/мм:

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

где G – модуль сдвига, МПа;

R_1 – радиус сферы наружной обоймы, мм;

R_2 – радиус сферы внутренней обоймы, мм.

Согласно исследованиям [5], расчёты жёсткости резинометаллических элементов на основе зависимостей, заданных аналитически, обычно носят приближённый характер, поэтому оценим с помощью формулы (1) соотношение жёсткостей.

Представим двуслойный сферический шарнир в виде двух однослойных с одинаковым углом раскрытия, для которых промежуточная втулка соответственно является внутренней и наружной. В качестве примера возьмём шарнир по чертежу применяемого в подвеске тепловоза 2ТЭ25А, при условии разделения резинового слоя посередине промежуточной втулкой толщиной 2 мм. Тогда для наружного слоя $R_1 = 55$ мм, $R_2 = 51$ мм; для внутреннего соответственно $R_1 = 49$ мм, $R_2 = 45$ мм. Условно примем величину $G = 1,4$ МПа, поскольку в рассматриваемом примере абсолютная величина жёсткости не интересует. Подставляя эти данные в формулу (1), получаем отношение радиальных жёсткостей наружной и внутренней втулок $j_{\text{нр}}/j_{\text{вн}} = 1,5$. Данный пример показывает, что при простом разделении резинового слоя промежуточной втулкой и приложении радиальной нагрузки радиальная деформация резины в наружном и внутреннем слое будет существенно различаться, вследствие чего прочность и долговечность сферического двуслойного РМШ при воздействии радиальной нагрузки нельзя оценивать на основании суммарной радиальной деформации РМШ, соотнесённой с суммарной толщиной слоёв резины.

К разрешению данной проблемы при проектировании шарнира можно подойти двумя путями.

Во-первых, можно рассматривать относительную деформацию резинового слоя только для внутренней, наиболее нагруженной втул-



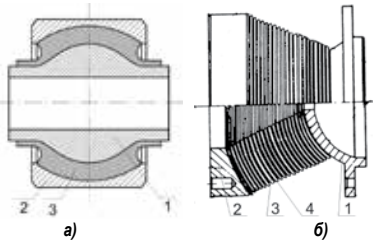


Рис. 1. Схемы сферических РМШ: а – однослойного; б – ТРМЭ; 1 – внутренняя обойма; 2 – наружная обойма; 3 – резиновый слой; 4 – промежуточная обойма (арматура).

(Сохань О. Н. Конструирование втулок несущих винтов вертолётов: Учеб. пособие. – М.: МАИ, 1981. – 56 с. [Электронный ресурс]: https://perviydoc.ru/v5091/sohanь_o_n_konstrуирование_vтулок_nесущих_vинтов_вертолётов. Доступ 24.10.2022).

ки, полагая, что нагруженность наружной будет меньше. Такой подход является наиболее простым, но ведёт к дополнительному расходу материала при изготовлении наружной втулки, которая имеет заведомо завышенную нагрузочную способность.

Во-вторых, можно попытаться создать равнопрочную конструкцию с одинаковой относительной деформацией наружной и внутренней втулок. Однако реализация данного подхода затруднена тем, что на сегодняшний день не только отсутствует общепринятая методика оптимизации параметров двухслойных шарниров, но и не доказана сама возможность создания равнопрочных шарниров без существенного усложнения технологии их изготовления. Цель предлагаемой статьи – попытка решения данной проблемы.

РЕЗУЛЬТАТЫ

Анализ проблемы и поиск методов её решения

Прежде всего следует отметить, что двухслойные сферические РМШ на данный момент не имеют конструктивных аналогов, производимых зарубежными фирмами, и научных публикаций, посвящённых созданию равнопрочных конструкций двухслойных сферических РМШ, на момент написания статьи авторами обнаружено не было. Более того, практически не было обнаружено патентных решений равнопрочных конструкций таких шарниров. Так, в патенте [6], резина втулок после сборки шарнира не смыкается, что увеличивает свободную поверхность резиновых втулок и снижает радиальную жёсткость шарнира, а, следовательно, и его нагрузочную способность в то время, как авторами ещё в [7] был предложен шарнир, после сборки которого не остаётся внутренней полости. Исследованиями [3] было установлено, что для одно-

слойного шарнира при закрытии зазора между наружными втулками радиальная жёсткость, и, соответственно, нагрузочная способность, возрастает в 1,7...2 раза.

Теоретические исследования многослойных резинометаллических элементов в настоящее время ведутся в области плоских опор (например, в [8]), а также сферических резинометаллических подпятников, имеющих боковую поверхность, близкую к конической [9], характер деформации которых при радиальном нагружении отличается от характера деформации резинового слоя сферических РМШ, используемых в экипажной части рельсовых экипажей.

Проведённый авторами анализ конструкций сферических РМШ, применяемых в различных областях техники показал, что на сегодняшний день стихийно сложились два подхода к проектированию этих изделий (рис. 1а, б).

Однослойные сферические РМШ (рис. 1а) проектируются и производятся основными зарубежными производителями (Trelleborg, GMT Rubber-Metal-Technik LTD, Vulcanite, Vibrachok-Paulstra и т.п.) как общемашиностроительные изделия. Согласно каталогам фирм, продукция представляет собой РМШ с разъёмной трёхсегментной наружной обоймой с радиальными разъёмами, с углом раскрытия резиновой втулки, близким к максимально возможному по конструктивно-технологическим соображениям (прочности оси, на которой монтируется шарнир, или клиньев для крепления и возможности изготавливать РМШ методом прессования или литья) и близким к 90°. Толщина резиновой втулки принимается в пределах примерно 15...25 % от радиуса наружной сферической поверхности резиновой втулки. Выбор таких параметров в основном продиктован стремлением получить наибольшую нагрузочную способность РМШ при однослойной конструкции и требованиями к максимальным углам поворота и перекоса в пределах 7...10°.

Сферические тонкослойные резинометаллические элементы (ТРМЭ), именуемые в отечественной технической литературе также сферическими эластомерными подшипниками (рис. 1б), применяются в узлах крепления несущих винтов отечественных и зарубежных вертолётов [10]. Как правило, они представляют собой упорные подшипники из большого числа чередующихся слоёв резины толщиной

1...1,2 мм и металла толщиной 0,8...1 мм, склеенных между собой [11] в виде усечённого сферического конуса с отверстием. Форма РМШ определяется не требованиями равнопрочности, а условиями устойчивости резино-металлического пакета, имеющего ширину основания меньше высоты, при перемещениях узлов и приложении нагрузок. Согласно [11], срок службы сферического ТРМЭ ограничен четырьмя годами по условию старения резины. Как установлено в [12–14], математическое моделирование работы ТРМЭ носит предварительный характер, поскольку «учитывая сложность физико-механических превращений... в процессе циклического деформирования резины, конкретный состав материала, влияние динамической составляющей нагрузки, масштабного фактора, частоты и скорости нагружения, функциональное назначение и требования к надёжности, циклическая прочность ТРМЭ требует экспериментального подтверждения на полноразмерных моделях» ([12]).

Таким образом, анализ существующего опыта создания РМШ не позволил выявить эмпирические соотношения параметров, обеспечивающие равнопрочность конструкции, вследствие чего авторами было принято решение производить дальнейший поиск *методом* математического моделирования.

Анализ конструкции сферического двухслойного РМШ показал, что достижение одинаковой относительной радиальной деформации наружной и внутренней резиновых втулок может быть достигнуто следующими путями:

- а) применением для наружной и внутренней втулок резины разной твёрдости при равной толщине втулок и равных углах их раскрытия;
- б) изменением фактора формы для наружной втулки за счёт уменьшения угла её раскрытия;
- в) различной толщиной наружной и внутренней втулок;
- г) увеличением свободной поверхности наружной втулки, например, за счёт неполного замыкания частей втулки при монтаже РМШ.

Способ «а» на практике трудно реализовать, причем не столько из-за технологических затруднений прессования или литья двух разных резиновых смесей в форму, сколько из-за существенного разброса значений

твёрдости резины одной и той же марки, в результате чего соотношение значений модуля сдвига для разных партий изделий будет существенно меняться. Также технологически сложно обеспечить требуемую форму и размеры пустот в месте смыкания частей шарнира при монтаже в случае использования метода «г». В связи с этим авторы решили провести исследования для вариантов «б» и «в». Задача моделирования состояла в проверке возможности достижения равной величины относительной радиальной деформации наружной и внутренней втулок при сохранении геометрических параметров РМШ, позволяющих изготовить его методами прессования или литья.

Создание параметризованной математической модели

Расчёт сферических РМШ методом конечных элементов (МКЭ) связан с определенными трудностями, вызванными вариативностью свойств резины [15] и иными особенностями, ранее отмеченными авторами в [1]. Для решения поставленной задачи была сформирована расчётная схема, представляющая собой объёмную конечно-элементную модель четверти упругой втулки РМШ. Выделение четверти обусловлено симметрией РМШ в двух взаимоперпендикулярных плоскостях. Это приведёт к уменьшению размерности задачи, а также повысит удобство обработки получаемых результатов.

Расчётная схема формировалась на основе твёрдотельной трёхмерной модели (рис. 2, 3), при создании которой параметрическими зависимостями установлены значения углов раскрытия внешней, внутренней и промежуточной втулок, что позволяет автоматически перестраивать расчётную схему при многовариантных расчётах.

Конечно-элементная сетка выполнена гексаэдральными объёмными элементами с размерностью разбивки 1,5 мм. В качестве материала наружного и внутреннего резинового слоя применяется ортотропный материал, имеющий линейную силовую характеристику, что справедливо для небольших перемещений внутреннего кольца шарнира, согласно экспериментальным данным. Материалом внутренней разделительной втулки выбрана стандартная сталь, $E = 210000 \text{ МПа/мм}^2$, $\mu = 0,3$.

В центральной точке РМШ располагается соединительный элемент, соединяющий её со



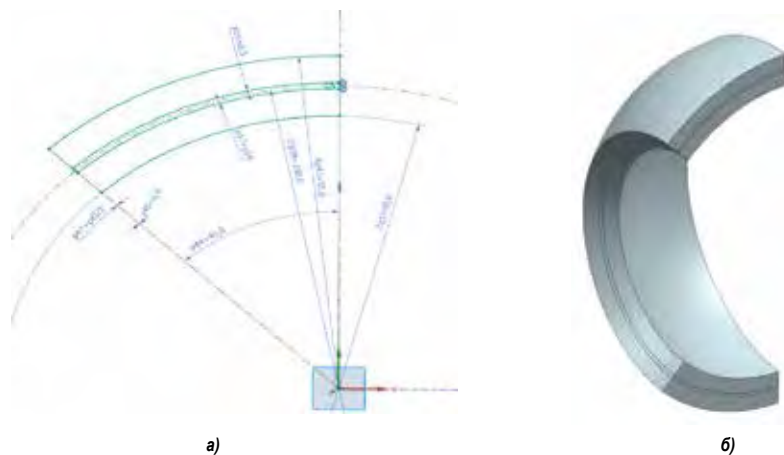


Рис. 2. Параметризованная геометрическая модель сферического двухслойного РМШ, принятая авторами для моделирования: а – основные параметры модели, б – геометрическая модель упругой втулки.

всеми узлами внутренней поверхности упругой втулки абсолютно жёсткими связями.

В пространстве расчётная схема закреплена по поверхности упругой втулки, контактирующей с внешним кольцом шарнира, жёсткой заделкой. На поверхности, расположенные на секущих плоскостях, наложены соответствующие симметричные связи. Среднему узлу сообщается вынуждающее перемещение 1 мм в радиальном направлении.

Анализ напряжённо-деформированного состояния упругой втулки показал, что при равных углах раскрытия верхней, средней и внутренней втулки РМШ, равных 90° , перемещения узлов средней втулки в зоне максимальной деформации, практически одинаковы, это говорит о том, что деформации промежуточной втулки (стальной арматуры) ничтожны по сравнению с деформациями слоёв резины (рис. 4).

При общем перемещении узлов в радиальном направлении на величину 1 мм, деформация внешнего резинового слоя составила 0,397 мм. Перемещение нижнего узла внутренней резиновой втулки составляет 1 мм, а верхнего узла 0,398, тогда общая деформация внутреннего слоя по средней оси РМШ составит $1 - 0,398 = 0,602$ мм. Иными словами, абсолютная деформация внутреннего слоя в 1,5 раза больше, чем внешнего (а, следовательно, и относительная деформация резины слоёв, поскольку их толщина в данном случае одинакова).

Таким образом, результаты моделирования подтверждают вывод, сделанный на основе данных, полученных с помощью формулы (1): нагрузочную способность двухслойных сферических РМШ необходимо оценивать по слою с наибольшей величиной относительной деформации. Перейдём к анализу возможностей создания РМШ с одинаковой относительной деформацией слоёв.

Моделирование РМШ с разными значениями углов раскрытия втулок

Для выравнивания значений относительной деформации резиновых слоёв предложено изменить соотношение данных параметров резиновых слоёв, изменяя значения углов раскрытия наружной и средней втулок.

Угол раскрытия средней втулки принимается равным полусумме соответствующих углов внешней и внутренней втулок (параметр $r47$, рис. 2).

Критерием равнодеформированного состояния будет приниматься приближение значения перемещений узлов средней втулки

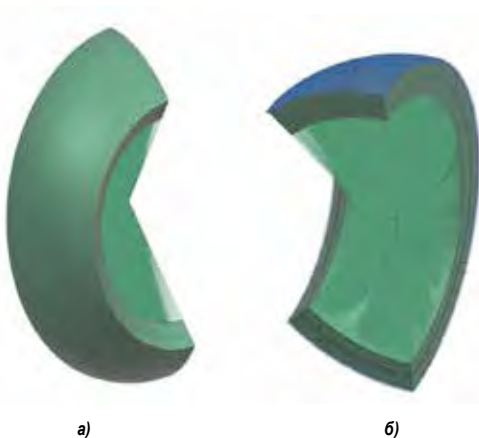


Рис. 3. Конечно-элементная модель упругой втулки РМШ, принятая авторами для моделирования: а – конечноэлементная сетка, б – ограничения расчётной схемы.

по вертикальной оси шарнира к значению 0,5 мм. При равных толщинах резиновых слоёв при таком значении перемещения будут наблюдаться их равные относительные деформации.

Результаты вариативных расчётов для различных углов раскрытия внешней втулки представлены в табл. 1.

В результате проведенного анализа получена форма упругой втулки, обеспечивающая равнодеформированное состояние (рис. 5, 6).

Используя вышеописанную параметризованную модель, были получены значения углов раскрытия для РМШ, имеющих различную ширину (табл. 2), обеспечивающие условие равноупругости.

Как видно из табл. 2, для достижения равноупругости угол раскрытия наружной арматуры должен быть примерно в 1,5 раза меньше угла раскрытия внутренней. Это позволяет более чем на 25 % уменьшить ширину наружной арматуры РМШ, снизить массу детали, а также облегчает заполнение пространства между втулок резиновой массой при изготовлении шарнира.

К недостаткам данной конструкции РМШ следует отнести то обстоятельство, что при предварительной деформации резиновых втулок в ходе монтажа, а также при воздействии радиальных нагрузок давление изнутри на края промежуточной обоймы, создаваемое внутренней резиновой втулкой, не будет компенсироваться давлением снаружи, т.к. край промежуточной обоймы находится под свободной поверхностью наружной резиновой втулки. Это означает необходимость исследования напряжённого состояния промежуточной обоймы для определения её прочности и жёсткости и, возможно, увеличения толщины краев обоймы. Ещё одна проблема, требующая дальнейшего исследования, вызвана тем, что в равнопрочном шарнире резиновая втулка имеет острый угол в месте примыкания внутренней поверхности к металлическим деталям. Согласно [2], если деталь имеет фактор формы более 1,5, то её прочность начинает определяться прочностью соединения резины с металлом. Как указано в [16], прочность соединения резины из синтетических каучуков с металлом с помощью клея «Лейконат» для резиновых смесей может изменяться от 3 до 10 МПа. Это означает, что при данной форме свободной поверхности резиновой втулки необходимо реализовать максимально прочное

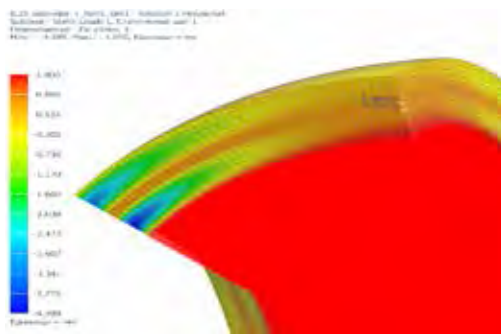


Рис. 4. Перемещения узлов средней втулки в радиальном направлении по результатам моделирования [получены авторами].

соединение резины с металлическими деталями. Как уже отмечалось авторами в [1], характерными дефектами сферических РМШ, работающих в узлах подвешивания тяговых электродвигателей локомотивов, является отслоение резиновых элементов от металлических деталей [17–19]. Разрешение отмеченных проблем является задачей дальнейших исследований.

Моделирование РМШ с разными значениями толщин резиновых втулок

С использованием той же модели авторами был проведен поиск равнодеформированного состояния резины при различных значениях толщин резиновых втулок для сферического двуслойного РМШ с углом раскрытия упругих втулок 90°.

Введём обозначение:

h_n – начальная толщина наружного резинового слоя;

h_b – начальная толщина внутреннего резинового слоя;

δ_n – перемещение нижнего узла средней втулки при единичном смещении внутреннего кольца;

δ_b – перемещение верхнего узла средней втулки при единичном смещении внутреннего кольца;

δh_n – абсолютная деформация наружного слоя;

δh_b – абсолютная деформация внутреннего слоя;

ε_n – абсолютная деформация наружного резинового слоя;

ε_b – абсолютная деформация внутреннего резинового слоя.

Так как деформация внутреннего слоя при равных значениях толщины больше, то предлагается, пошагово увеличивая толщину внешнего слоя и уменьшая соответственно



Перемещения средней втулки при различных углах раскрытия внешней втулки по результатам моделирования [получено авторами]

Угол раскрытия наружной втулки	86°	82°	78°	74°	70°	66°	62°	58°	56°
Перемещение средней втулки	0,403	0,411	0,419	0,43	0,443	0,456	0,473	0,49	0,502

Таблица 2

Значения параметров шарниров с равноупругостью резиновых слоёв, по результатам моделирования [получено авторами]

Радиальная жёсткость, кН/мм	232,6	217	188,2	160,5	136,1	118,6	97,6
Угол раскрытия внутренней втулки, град.	90	85	80	75	70	65	60
Угол раскрытия наружной втулки, град.	56	55	52	49	46	44	41

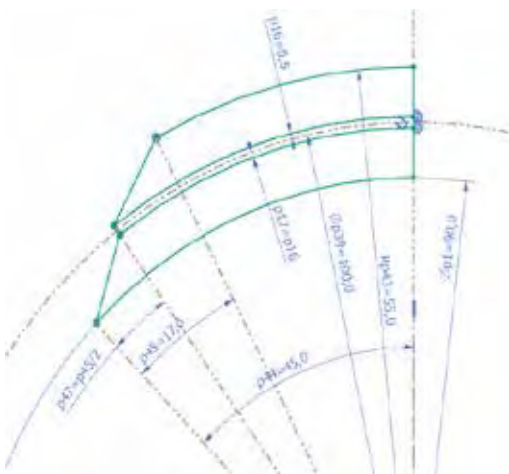


Рис. 5. Параметры формы шарнира, имеющего равноупругие резиновые слои, принятые авторами для моделирования.

толщину нижнего слоя, найти равновесное состояние. Критерием такого состояния будет являться равенство относительных деформаций упругих слоёв.

Для упругой втулки с углом раскрытия 90° и толщиной слоев $h_n = h_b = 4,5$ мм имеем $\delta_n = 0,397$ мм, $\delta_b = 0,398$ мм (рис. 4). Так как узлы наружного слоя жёстко закреплены, $\delta h_n = \delta_n = 0,397$ мм. Нижнее кольцо имеет перемещение 1 мм, поэтому $\delta h_b = 1 - \delta_b = 1 - 0,398 = 0,602$ мм.

$$\epsilon_n = 100 \cdot \frac{\delta h_n}{h_n} = 100 \cdot \frac{0,397}{4,5} = 8,8 \%, \epsilon_b = 100 \cdot \frac{\delta h_b}{h_b} = 100 \cdot \frac{0,602}{4,5} = 13,4 \%$$



Рис. 6. Форма шарнира с равноупругостью резиновых слоёв по результатам моделирования [получены авторами].

Изменяя значения диаметра оси средней втулки (параметр $\phi 39$, рис. 5) перестраиваем модель для последующего анализа.

Полученные значения приведены в табл. 3 [выполнено авторами]

Как следует из табл. 3, для рассмотренного шарнира с параметрами упругих втулок, представленными на рис. 5, равная относительная деформация втулок обеспечивается при значении диаметра центральной линии средней втулки, равной 99,1 мм, что на 0,9 мм меньше первоначального размера, при этом допустимому отклонению в жёсткости втулок $\pm 5 \%$ соответствует отклонение среднего диаметра промежуточной обоймы $\pm 0,1$ мм, что составляет менее $\pm 0,1 \%$ от диаметра. Данные требования к точности необходимо учитывать при проектировании промежуточной обоймы и пресс-форм.

С другой стороны, в варианте с разными толщинами резиновых втулок углы между свободными поверхностями резиновых втулок и металлическими деталями, к которым они привулканизованы, в собранном шарнире будет близок к 90°, и, таким образом, края резиновых втулок будут прижаты к металлическим деталям за счёт усилия, созданного в результате предварительной деформации сжатия при сборке РМШ. Это облегчает технологическую задачу обеспечения надёжности связи резиновых втулок с металлом в процессе вулканизации. В результате, с точки зрения теории рационального выбора решений при проектировании [20], выбор варианта достижения равнопрочности шарнира необходимо производить, исходя из особенностей конкретной технологической базы производства оснастки и резиновых изделий.

Таким образом, из полученных результатов моделирования следует вывод, что получить двуслойный сферический РМШ с равными относительными деформации резины наруж-

Таблица 3

Значение параметра	Диаметр оси средней втулки, мм						
	100	99,8	99,6	99,4	99,2	99,1	99
h_n , мм	4,5	4,6	4,7	4,8	4,9	4,95	5
h_n , мм	4,5	4,4	4,3	4,2	4,1	4,05	4
δ_n , мм	0,397	0,432	0,467	0,5	0,533	0,55	0,566
δ_n , мм	0,398	0,433	0,468	0,501	0,534	0,551	0,567
δh_n , мм	0,397	0,432	0,467	0,5	0,533	0,55	0,566
δh_n , мм	0,602	0,567	0,532	0,499	0,466	0,449	0,433
ε_n , %	8,8	9,4	9,9	10,4	10,9	11,1	11,3
ε_n , %	13,4	12,9	12,4	11,9	11,4	11,1	10,8

ной и внутренней втулок практически возможно как путём уменьшения угла раскрытия наружной втулки шарнира, так и путём выбора соотношения толщины слоёв резины наружной и внутренней втулок. При этом в первом случае возникает проблема прочности и жёсткости промежуточной обоймы и прочности связи резины с металлом, во втором – точности изготовления оснастки, в частности выбора допустимых величин зазоров для фиксации в пресс-форме металлических втулок.

Поскольку принципиальную возможность создания двуслойного сферического РМШ с равнонагруженными втулками можно считать доказанной, в качестве одного из дальнейших направлений работ по исследованию подобных РМШ авторы предполагают вести поиск конструкции РМШ, которая бы обеспечила рациональный компромисс между требованиями к прочности элементов РМШ и к точности изготовления технологической оснастки.

Выводы

1. Установлено, что для сферических двуслойных РМШ при равной толщине слоёв резиновых втулок и равном угле их раскрытия наблюдается существенное отличие в их радиальной жёсткости и относительной деформации резины. При размерах шарниров, соответствующих применяемым в экипажной части локомотивов, наблюдается разница относительной деформации внутренней и наружной втулки примерно в 1,5 раза. Вследствие этого нагрузочную способность сферических двуслойных РМШ необходимо определять по величине относительной деформации резины наиболее нагруженной втулки. Необходимо поиск равнодеформируемой конструкции сферического двуслойного РМШ.

2. В процессе анализа существующих конструкций РМШ выявлено два возможных пути

создания равнодеформируемого сферического РМШ, реализуемые в рамках существующей технологии изготовления РМШ методом прессования и литья: изменением угла раскрытия наружной и промежуточной арматуры и изменением соотношения толщин наружной и внутренней резиновых втулок.

3. В процессе исследования предложены параметризованная геометрическая модель сферического двуслойного РМШ и конечно-элементная модель упругой втулки. В результате моделирования исходного варианта шарнира с одинаковыми толщинами и углами раскрытия упругих втулок получено соотношение радиальных жёсткостей наружной и внутренней втулок, близкое к предварительно определённому на основе уравнений теории упругости в перемещениях в сферической системе координат.

4. Установлено, что для достижения равноупругости путём изменения угла раскрытия, угол раскрытия наружной арматуры РМШ должен быть примерно в 1,5 раза меньше угла раскрытия внутренней. Это позволяет на 25 % уменьшить ширину наружной арматуры РМШ, однако при этом возникает проблема прочности и жёсткости наружных краёв промежуточной арматуры.

5. Установлено, что равноупругость втулок шарнира может быть достигнута за счёт их разной толщины, при этом для достижения неравножёсткости втулок в пределах $\pm 5\%$ требуется обеспечить отклонение диаметра промежуточной обоймы менее чем на $\pm 0,1\%$ при изготовлении шарнира.

6. Полученные результаты исследований доказывают практическую возможность создания равнопрочного (с равной жёсткостью втулок) сферического двуслойного РМШ. Вопрос поиска компромиссной конструкции РМШ, приемлемой с точки зрения нагружен-





ности промежуточной обоймы и требований к точности изготовления, требует дальнейшего изучения.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Космодамианский А. С., Воробьев В. И., Измеров О. В., Шевченко Д. Н., Расин Д. Ю. Двухслойные сферические резинометаллические шарниры и проблемы расчёта их характеристик // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). – 2022. – Т. 81. – № 2. – С. 114–124. DOI: 10.21780/2223-9731-2022-81-2-114-124.
2. Потураев В. Н. Резиновые и резинометаллические детали машин. – М.: Машиностроение, 1966. – 299 с. [Электронный ресурс]: <https://booktech.ru/books/detail-mashin/1108-rezinovye-i-rezino-metallicheskie-detali-mashin-1966-vn-poturaev.html>. Доступ 24.10.2022.
3. Исследования по созданию подвески тягового электродвигателя со сферическими резинометаллическими шарнирами для тепловозов с опорно-осевым приводом. Заключительный отчёт / Отчёт ВНИТИ И-17-85. – Коломна, 1985. – 55 с.
4. Результаты стендовых испытаний подвесок редуктора тягового привода тепловоза 2ТЭ121. Заключительный отчёт / Отчёт ВНИТИ И-101-87. – Коломна, 1987. – 68 с.
5. Разработка методики расчёта резиновых амортизаторов для тепловозов. Заключительный отчёт / Отчёт ВНИТИ И-100-85. – Коломна, 1985. – 96 с.
6. Bourgeot, J. Resilient swivel joint for railway car suspensions, United States Patent 5031545, 1991. [Электронный ресурс]: <https://www.freepatentsonline.com/5031545.html>. Доступ 24.10.2022.
7. Способ сборки сферического резинометаллического шарнира. Патент СССР № 14903807 / В. С. Коссов, А. И. Кокорев, В. А. Лысак, В. А. Пузанов, В. С. Авраменко, О. В. Измеров. Опубл. 15.07.89, бюл. № 26. [Электронный ресурс]: https://yandex.ru/patents/doc/SU1493807A1_19890715. Доступ 24.10.2022.
8. Фролов Н. Н., Молдаванов С. Ю., Лозовой С. Б. Механика тонкослойных резинометаллических элементов: Монография. – Краснодар: Издательский Дом – Юг, 2011. – 218 с. ISBN 978-5-91718-112-7.
9. Тихонов В. А. Расчёт вибрационной жёсткости сферического резинометаллического подшипника // Проблемы машиностроения и надёжности машин. – 2004. – № 6. – С. 9–14. [Электронный ресурс]: <https://elibrary.ru/item.asp?id=17643070>. Доступ 24.10.2022.
10. Guimbal, B. Rotary-wing aircraft rotor head having resilient-return interblade ties with built-in damping. US Patent No. 4915585, 1990. [Электронный ресурс]: <https://patents.google.com/patent/US4915585A/en>. Доступ 24.10.2022.
11. Дудник В. В. Конструкция вертолётов. – Ростов н/Д: Издательский дом ИУИ АП, 2005. – 158 с. ISBN 5-94596-015-2.
12. Мормуль Р. В., Еременко П. П., Шайдуров А. А. Математическое моделирование и эксперимент по определению параметров напряжённо-деформированного состояния эластичных опорных элементов при нестационарном тепловом нагружении // Химическая физика и мезоскопия. – 2019. – Т. 21. – № 4. – С. 502–513. DOI: 10.15350/17270529.2019.4.53. [Электронный ресурс]: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=41522630>. Доступ 24.10.2022.
13. Губанов В. В., Масленников В. Г. Определение долговечности призматического резинометаллического амортизатора сжатия на основе энтропийного критерия // В сб. статей «Вопросы динамики и прочности». Рига: Зинатне. – 1977. – Вып. 34. – С. 139–141.
14. Губанов В. В. Прогнозирование срока службы резинотехнических изделий, работающих при циклических деформациях // В сб. статей «Вопросы динамики и прочности». Рига: Зинатне. – 1982. – Вып. 40. – С. 21–33.
15. Балакин П. Д., Красотина Л. В., Кривцов А. В. Моделирование работы резинометаллического виброизолятора // Омский научный вестник. – 2016. – № 3 (147). – С. 5–9. [Электронный ресурс]: <https://elibrary.ru/item.asp?id=25998024>. Доступ 24.10.2022.
16. Пенкин Н. С., Копченков В. Г., Сербин В. М., Пенкин А. Н. Гуммированные детали машин / Под ред. д.т.н., проф. Н. С. Пенкина. 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 2013. – 245 с. ISBN 978-5-94275-701-4.
17. Соколов Ю. Н., Пономарёв А. С., Дегтярев В. Е. Повышение надёжности узлов тягового привода пассажирских электровозов ЭП1М и ЭП10 // Локомотивинформ. – 2010. – № 6. – С. 4–11.
18. Ахмадеев С. Б., Корнев А. М. Анализ поврежденной механической части электровозов нового поколения в эксплуатации (на примере 2ЭС6) // Технологическое обеспечение ремонта и повышение динамических качеств железнодорожного подвижного состава. – 2015. – Ч. 1. – С. 203–208.
19. Алексеева М. С. Анализ работы тепловозов 2ТЭ25А «Витязь» на Дальневосточной железной дороге // Технические науки – от теории к практике: Сб. ст. по матер. LVIII междунар. науч.-практ. конф. № 5 (53). Часть II. – Новосибирск: СибАК, 2016. – С. 61–66. [Электронный ресурс]: <https://web.archive.org/web/20170826160642/https://sibac.info/conf/tech/lviii/55794>. Доступ 24.10.2022.
20. Измеров О. В. [и др.]. Техническая инновационика. Рациональный выбор технических решений при проектировании: Монография / Под ред. О. В. Изменова. – Орёл: Госуниверситет-УНПК, 2013. – 340 с. ISBN 978-5-93932-610-0. ●

Информация об авторах:

Космодамианский Андрей Сергеевич – доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой тягового подвижного состава РОАТ, Российский университет транспорта, Москва, Россия, askosm@mail.ru.

Воробьев Владимир Иванович – кандидат технических наук, доцент кафедры подвижного состава железных дорог, Брянский государственный технический университет, Брянск, Россия, vladimvorobiev@yandex.ru.

Измеров Олег Васильевич – соискатель кафедры подвижного состава железных дорог, Брянский государственный технический университет, Брянск, Россия, izmerov@yandex.ru.

Расин Дмитрий Юрьевич – кандидат технических наук, доцент кафедры подвижного состава железных дорог, Брянский государственный технический университет, Брянск, Россия, dmitr1@rambler.ru.

Шевченко Дмитрий Николаевич – ст. преподаватель кафедры тягового подвижного состава РОАТ, Российский университет транспорта, Москва, Россия, shevchenkodn@ya.ru.

Статья поступила в редакцию 10.10.2022, одобрена после рецензирования 26.12.2022, принята к публикации 16.01.2023.



ТРАНСПОРТНАЯ ПОЛИТИКА 32

Принятие решений на основе многокритериального подхода. Концепция, поиск оптимальных критериев и применение к актуальным проектам.

МЕЖДУНАРОДНОЕ СОТРУДНИЧЕСТВО 40

Российско-китайское взаимодействие в сфере железнодорожного транспорта.



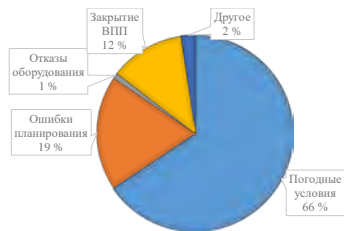
УСТОЙЧИВОЕ РАЗВИТИЕ 49

Международные стандарты, государственное регулирование, предложения по оптимизации оценки.

УПРАВЛЕНИЕ ОРГАНИЗАЦИЕЙ 55

Структура методов в цепи создания ценностей. Универсальность и уникальность методологии применительно к транспортным компаниям.

УПРАВЛЕНИЕ И ЭКОНОМИКА



АВИАКОМПАНИИ И АЭРОПОРТЫ 67

Имитационная модель. Как противостоять сбоям в выполнении расписания?

ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫЕ ПАССАЖИРСКИЕ ПЕРЕВОЗКИ 75, 87

Теория и практика применимости гравитационной модели. Модель прогнозирования и её достоверность.



Контракт жизненного цикла: правовые и технологические аспекты применения.

КРУПНОГАБАРИТНЫЙ ГРУЗ 91

Алгоритм подготовки к перевозке как гарантия своевременной и надёжной доставки.