

<https://doi.org/10.21122/2227-1031-2021-20-4-302-309>

УДК 625.282:625.032.07

Прочность гибкой оболочки пневматической рессоры

Доктора техн. наук, профессора В. Г. Маслиев¹⁾, А. В. Фомин²⁾,
канд. техн. наук, доц. А. А. Ловская³⁾, докт. фил. А. О. Маслиев¹⁾,
доктора техн. наук, профессора Н. И. Горбунов⁴⁾, В. В. Дущенко¹⁾

¹⁾Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт» (Харьков, Украина),

²⁾Государственный университет инфраструктуры и технологий (Киев, Украина),

³⁾Украинский государственный университет железнодорожного транспорта (Харьков, Украина),

⁴⁾Восточноукраинский национальный университет имени Владимира Даля (Северодонецк, Украина)

© Белорусский национальный технический университет, 2021

Belarusian National Technical University, 2021

Реферат. Исследована прочность гибкой оболочки пневматической рессоры транспортного средства при движении относительно рельсовой колеи. Расчет проведен с использованием метода конечных элементов, реализованного в среде программного обеспечения SolidWorks. Для этого воспроизведены чертежи пневморессоры баллонного типа в формате 3D. Особенностью конструкции является то, что расстояние между верхним и нижним днищами в статике неизменно – благодаря регулятору положения кузова, который поддерживает его постоянство относительно рамы тележки. Полученные результаты позволили сделать вывод, что имеются определенные резервы по уровню напряжений, т. е. дополнительно к вертикальным возможно учесть еще и поперечные смещения днищ пневморессоры, которые будут возникать при смещениях тележки относительно кузова. На последующем этапе исследованы напряжения в материале гибкой оболочки в случае взаимных поперечных смещений днищ, наблюдающиеся при поперечных смещениях тележек относительно кузова транспортного средства во время движения по кривым участкам пути. При этом наибольшие напряжения в материале гибкой оболочки пневморессоры составляют около 11 МПа даже при вдвое большем номинальном давлении воздуха и поперечных взаимных смещениях днищ 40 мм, т. е. они значительно меньше разрывной прочности (30 МПа). Проведенные исследования позволяют сделать вывод о том, что конструкция и параметры гибкой оболочки пневморессоры баллонного типа обеспечивают ее прочность при эксплуатационных схемах нагружения. Поэтому с целью улучшения динамических качеств транспортных средств предлагается использовать гибкую оболочку пневморессоры как составляющую рессорной подвески.

Ключевые слова: пневморессора баллонного типа, рессорное подвешивание, оптимизация материала конструкции, моделирование, прочность, эквивалентные напряжения, демпфирование колебаний, безопасность движения

Для цитирования: Прочность гибкой оболочки пневматической рессоры / В. Г. Маслиев [и др.] // *Наука и техника*. 2021. Т. 20, № 4. С. 302–309. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2021-20-4-302-309>

Strength of Flexible Shell of Pneumatic Springs

V. G. Masliev¹⁾, A. V. Fomin²⁾, A. A. Lovskaya³⁾, A. O. Masliev¹⁾, N. I. Gorbunov⁴⁾, V. V. Dushchenko¹⁾

¹⁾National Technical University “Kharkiv Polytechnic Institute” (Kharkiv, Ukraine),

²⁾State University of Infrastructure and Technologies (Kyiv, Ukraine),

³⁾Ukrainian State University of Railway Transport (Kharkiv, Ukraine),

⁴⁾Volodymyr Dahl East Ukrainian National University (Severodonetsk, Ukraine)

Abstract. The strength for a flexible shell of a vehicle pneumatic spring during movement relative to a rail track has been studied in the paper. The calculation has been carried out using the finite element method implemented in the SolidWorks software environment. For this purpose, 3D drawings of a balloon-type pneumatic spring have been reproduced. A specific

Адрес для переписки

Маслиев Вячеслав Георгиевич
Национальный технический университет
«Харьковский политехнический институт»
ул. Кирпичева, 2,
61002, г. Харьков, Украина
Тел.: +38 057 707-63-67
masliew@ukr.net

Address for correspondence

Masliev Vjacheslav G.
National Technical University
“Kharkiv Polytechnic Institute”
2, Kyrpychova str.,
61002, Kharkiv, Ukraine
Tel.: +38 057 707-63-67
masliew@ukr.net

feature of the design is that the distance between the upper and lower bottoms in static conditions is unchanged – thanks to the body position regulator, which maintains its constancy relative to the trolley frame. The results obtained have made it possible to conclude that there are certain reserves for the level of stresses, i.e., in addition to the vertical, it is possible to take into account also transverse mutual displacements of the air spring bottoms which will occur when the trolley moves relative to the body. At the next stage, the stresses in the material of the flexible shell are investigated for mutual transverse displacements of the bottoms, which are observed with transverse displacements of the trolleys relative to the body of the vehicle when traveling along curved sections of the track. At the same time, the maximum stresses in the material of the flexible shell of the pneumatic spring are about 11 MPa, even with twice the nominal air pressure and transverse mutual displacements of the bottoms of 40 mm, that is, they are much less than the breaking strength (30 MPa). The carried out researches allow to draw a conclusion that the design and parameters of a flexible shell of a balloon-type air springs ensure its strength under operational loading schemes. Therefore, in order to improve the dynamic qualities of vehicles, it is proposed to use a flexible shell of a pneumatic spring as a component of the spring suspension.

Keywords: balloon-type air spring, spring suspension, optimization of construction material, modeling, strength, equivalent stresses, damping of vibrations, traffic safety

For citation: Masliev V. G., Fomin A. V., Lovskaya A. A., Masliev A. O., Gorbunov N. I., Duschenko V. V. (2021) Strength of Flexible Shell of Pneumatic Springs. *Science and Technique*. 20 (4), 302–309. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2021-20-4-302-309> (in Russian)

Введение

Несмотря на широкое распространение пневматических рессорных подвесок на скоростных поездах и грузовых автомобилях, все еще остаются вопросы, касающиеся их прочности, что сдерживает распространение на другие типы и модели транспортных средств. При этом такие внедрения могут дать значительный эффект: повысить конкурентоспособность транспортных средств благодаря эффективному воздействию мягкой пневмоподвески на сохранность путевой структуры, улучшить уровень комфорта для пассажиров [1–4]. Сказанное подтверждает, что исследования в области пневматических подвесок транспортных средств заслуживают внимания и актуальны.

Улучшение динамических характеристик транспортных средств является важной научно-прикладной проблемой. Такое утверждение обосновывается прямой связью улучшения динамических свойств транспортных средств с увеличением скоростей движения, сохранности грузов при транспортировке и уровня комфорта пассажиров. Поэтому вопросам улучшения динамических характеристик технических средств различных видов транспорта уделяется особое внимание как в научной деятельности, так и при практической реализации ее результатов. Особую роль в улучшении технико-экономических показателей функционирования и тем самым повышении уровня конкурентоспособности среди иных видов транспорта играют динамические показатели подвижного состава железных дорог. Это объясняется рядом причин, в том числе возможностью увеличения скоростей движения и грузоподъемности поездов. Соответственно постоянно проводятся

научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы с целью улучшения динамических характеристик подвижного состава за счет внедрения различных технических средств.

Так, в [5] приведены перспективные пути улучшения технико-экономических показателей грузовых вагонов. В том числе выделено направление по улучшению их динамических свойств путем внедрения упругодемпфирующих элементов. Но при этом не приведены результаты анализа возможных конструктивных их исполнений.

Мероприятия по совершенствованию несущей конструкции кузова полувагона с целью обеспечения надежности его крепления на палубе железнодорожного паромы рассмотрены в [6]. Результаты расчетов на прочность кузова с учетом закрепления его относительно палубы за предложенные конструкционные узлы в условиях морской качки позволили сделать вывод о целесообразности предлагаемых решений. При этом создание и использование динамических моделей, которые будут учитывать износ несущей системы полувагонов, помогут проводить исследования и для соответствующих конструкций.

В [7] приведены перспективы совершенствования динамических характеристик грузовых вагонов. Улучшения таких свойств предлагается достигать путем совершенствования конструктивных показателей, например, за счет внедрения материалов с улучшенными характеристиками.

Исследования динамики железнодорожного вагона с открытой загрузочной платформой приведены в [8]. Расчет выполнен в среде программного обеспечения MSC Adams. Исследо-

вание устойчивости против опрокидывания вагона осуществлялось при его вписывании в кривую радиусом 250 м с учетом различной скорости движения.

Вопросы проектирования подвижного состава для перевозки тяжеловесных грузов рассмотрены в [9]. Исследование динамики и прочности осуществлено с помощью современных средств программного обеспечения Pro/mechanica и COSMOSWorks. При проектировании несущей конструкции транспортера исследована возможность его изготовления из разнотипных материалов.

Конструкционные особенности вагона для интермодальных перевозок рассмотрены в [10]. Вагон имеет сниженную среднюю часть, а наличие оборотной части дает возможность осуществлять загрузку/выгрузку автотехники на/с него самокатом. В [11] приведены результаты исследований характера и степени влияния различных грузовых тележек на прочностные качества несущих систем вагонов. В [12] представлено влияние профиля качения по ходу движения колес тележки на общую динамику единицы подвижного состава. В [13] анализировались особенности движения и взаимодействия единиц подвижного состава с параметрами, которые соответствуют имеющимся техническим решениям. Результаты совершенствования динамических качеств подвижного состава при прохождении кривых участков пути в случае улучшения соответствующих конструктивных элементов представлены в [14]. Наряду с этим определены возможности и влияние внедрения таких инноваций на изношенный подвижной состав.

Цель наших исследований – научное обоснование выбора современных полимерных материалов для изготовления гибких оболочек пневморессор, в частности получение удовлетворительного их напряженного состояния при статических и динамических нагрузках, которые наблюдаются на подвижном составе.

Основная часть

Гибкие оболочки пневматических рессор для транспортных средств, как правило, изготавливают из резинокорда, что уже не удовлетворяет современным требованиям относительно сроков службы в эксплуатации из-за частых случаев отделения резины от корда и разрывов. Сейчас созданы новые полимерные материалы,

которые имеют преимущества по характеристикам прочности, упругости и другим по сравнению с резинокордом [15–17].

Расчеты на прочность гибких оболочек пневморессор ранее осуществляли с помощью методов сопротивления материалов и теории гибких оболочек, что позволяло получать удовлетворительные результаты [18, 19]. При этом рассматривались, как правило, гибкие оболочки, изготовленные из резинокорда, где несущей составляющей являются нити, и рассчитывались на прочность при растяжении.

Ученые и производственники Украины имеют опыт разработки и изготовления гибких оболочек из полимерных материалов для пневматических рессор.

Опытный образец пневморессоры диафрагменного типа с эффективным диаметром гибкой оболочки 0,600 м и толщиной стенки 0,008 м был изготовлен из полиуретана «Ади-прен 167» с модулем упругости $E = 15–20$ МПа и разрывной прочностью 30 МПа. Пневморессора предназначена для установки на дизель-поезд [20]. Расчеты на прочность этой гибкой оболочки проводили с использованием методики, изложенной в [19].

Расчетные относительные деформации гибкой оболочки при номинальной нагрузке не превышали 0,1 (т. е. 10 %), что, согласно закону Гука, соответствует напряжениям $\sigma = E\varepsilon = 1,5$ МПа, т. е. запас прочности достаточный и составляет 20.

Экспериментальные, максимально приближенные к натурным стендовые испытания этой пневморессоры проводили в ПАО «Лугансктепловоз». Пневморессору нагружали номинальным грузом массой 14,14 т при давлении в ее полости 0,50 МПа.

С помощью метода «хрупкого покрытия», в качестве которого использовали специальный лак, измеряли относительные деформации ε внешней поверхности гибкой оболочки и по закону Гука вычисляли соответствующие напряжения. Величины напряжений находились в интервале 1,2–1,8 МПа, т. е. совпадение с расчетами было хорошее. Наибольшие напряжения наблюдались вблизи нижнего дна пневморессоры и несколько уменьшались при приближении к экваториальной части гибкой оболочки. Кроме того, экспериментально измерялись опускания вниз нижней экваториальной части ее гофры, которые при номинальной нагрузке не превышали 3,2–3,6 мм. Это совпа-

дает с результатами расчетов оболочки на прочность и деформации [20].

Пневморессору оставили под номинальной нагрузкой на длительный срок (несколько месяцев), чтобы выявить наличие остаточных деформаций гибкой гофры. Таких деформаций не оказалось, поэтому можно рекомендовать устанавливать данную пневморессору на дизель-поезда.

Между тем конструкция пневморессор продолжает совершенствоваться. Одно из направлений заключается в улучшении их демпфирующих свойств, что упростит конструкцию рессорной подвески благодаря исключению недостаточно надежных в эксплуатации гидравлических гасителей колебаний, которые устанавливаются параллельно диафрагменным пневморессорам. Это обеспечивает необходимое демпфирование колебаний кузовов на диафрагменных пневморессорах, но усложняет конструкцию.

С развитием компьютерных технологий, и в частности метода конечных элементов, появилась возможность проведения исследований гибких оболочек. Прочность пневморессоры диафрагменного типа также изучена с использованием программы SolidWorks [21]. Полученные результаты приближены к приведенным выше – это подтверждает достаточную прочность пневморессоры [22].

Разработана конструкция пневморессоры баллонного типа (рис. 1), которая в отличие от диафрагменной имеет лучшие демпфирующие качества [23].

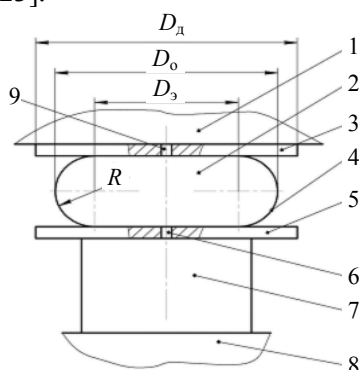


Рис. 1. Пневморессора с повышенным демпфированием колебаний: 1 – кузов транспортного средства; 2 – пневморессора; 3, 5 – днище; 4 – гибкая оболочка; 6 – дроссельное отверстие; 7 – дополнительный резервуар; 8 – рама тележки; 9 – отверстие для питания пневморессоры сжатым воздухом

Fig. 1. Pneumatic spring with increased damping of vibrations: 1 – vehicle body; 2 – pneumatic spring; 3, 5 – bottom; 4 – flexible shell; 6 – throttle opening; 7 – additional tank; 8 – trolley frame; 9 – aperture for supplying pneumatic spring with compressed air

Пневморессора имеет свойство эффективно гасить колебания кузова благодаря тому, что при ее сжатии через расположенное в днище 5 дроссельное отверстие в установленный на раме тележки дополнительный резервуар (и обратно на ходе отбоя) перетекает значительно большая, чем в диафрагменной пневморессоре, масса сжатого воздуха, что достигается благодаря выполнению диаметров D_d днищ 3 и 5, равными наружному диаметру D_o гибкой оболочки при ее полном сжатии. Это существенно отличает предложенную пневморессору от диафрагменной, содержащей на периферии гибкой оболочки кольцевую полость, из которой воздух никуда не перетекает, а следовательно, и не принимает участия в демпфировании колебаний.

Увеличение количества сжатого перетекающего воздуха также связано с тем, что при сжатии пневморессоры увеличивается эффективный диаметр D_3 ее гибкой оболочки (в пределе – к диаметру D_o), так как уменьшается ее радиус R .

При движении транспортного средства по колее или дороге неровности на них возбуждают вертикальные смещения на подрессоренной части транспортного средства 8, колебания кузова, на пневморессоры, при этом днище 3 опускается вниз и сжимает воздух, находящийся в полости пневморессоры. Этот воздух перетекает через дроссельное отверстие в дополнительный резервуар, где его кинетическая энергия превращается в тепловую, которая поступает в окружающую среду через стенки дополнительного резервуара, т. е. воздух охлаждается и на обратном ходе (отбоя) в том же количестве по массе возвращается к объему пневморессоры, имея уже меньший объем и температуру, благодаря чему на ходе отбоя амплитуда смещения вверх кузова будет уменьшена. А это – демпфирование колебаний. Оно происходит тем лучше, чем большее по массе количество воздуха перетекает между пневморессорой через дроссельное отверстие в дополнительный резервуар и в обратном направлении.

Таким образом, гибкая оболочка пневморессоры воспринимает вертикальную нагрузку от сил тяжести и инерции части кузова, которая уравнивается реакцией, создаваемой благодаря давлению воздуха в ней. Кроме того, пневморессора должна допускать взаимные смещения ее днищ в плоскости пути (в пределах ± 40 мм) – при смещениях тележки относительно кузова в случае движения по кривым участкам пути вызовет деформацию растяжения в материале гибкой оболочки, поскольку

верхнее днище прикреплено к кузову, а нижнее – к раме тележки. Подобные деформации невозможны для резинокорда, поскольку нити корда почти не растягиваются. Именно поэтому специалисты создали диафрагменную гибкую оболочку, форма которой исключает деформации растяжения нитей в ее материале при поперечных смещениях тележки относительно кузова.

Современные полимерные материалы достаточно упругие и прочные. Их можно использовать вместо резинокорда для изготовления гибких оболочек баллонного типа, обладающих лучшими свойствами по реализации демпфирования колебаний.

Применение пневморессор баллонного типа с гибкими оболочками, изготовленными из резинокорда, приводило к определенным осложнениям конструкции тележек. Это связано с необходимостью предотвращать взаимное поперечное смещение их днищ, при которых возникало растяжения корда, что вызывало его разрыв и разрушение оболочки.

При изготовлении гибких оболочек из полимерных материалов корд не применяют. Поэтому предотвращать взаимное поперечное смещение днищ пневморессор не нужно, если они вызывают только упругие деформации гибких оболочек, изготовленных из полимерного материала.

Исследования и их результаты

С развитием компьютерных технологий и метода конечных элементов появилась возможность проведения исследований гибких оболочек без корда. В [24] приведены результаты исследования механических напряжений в ма-

териале гибкой оболочки пневморессоры баллонного типа (с эффективным диаметром $D_3 = 0,3$ м, радиусом гибкой оболочки $R = 0,1$ м при толщине стенки 8 мм), изготовленной из полиуретана «Адипрен 167» со следующими свойствами: модуль упругости 15–20 МПа, модуль сдвига 6,68 МПа, коэффициент Пуассона 0,496, плотность 1225,2 кг/м³, разрывная прочность 30 МПа при нагружении давлением воздуха, находящегося в полости оболочки.

С использованием программы SolidWorks [21] воспроизведены чертежи пневморессоры баллонного типа в формате 3D. Особенностью конструкции является то, что расстояние между верхним и нижним днищами в статике неизменно благодаря регулятору положения кузова, который поддерживает его постоянство относительно рамы тележки [1].

На рис. 2 изображены расчетная схема пневморессоры баллонного типа (а), сетка из конечных элементов (б), схема нагружения внутренним давлением p_v (с). Определение оптимального количества элементов сетки проведено с использованием графоаналитического метода. При этом количество узлов сетки составило 46580, элементов – 25733 с размерами 20 мм (допуск 1 мм).

На рис. 3 представлены результаты расчета напряжений в материале гибкой оболочки от действия избыточного давления воздуха $p_v = 0,5$ МПа в ее полости. Наибольшие напряжения растяжения (3,95 МПа) наблюдались в гибкой оболочке у днищ, а при приближении к экватору они несколько уменьшались (до 3,85 МПа). Увеличение радиуса экватора гибкой оболочки при этом составило 19,00 мм.

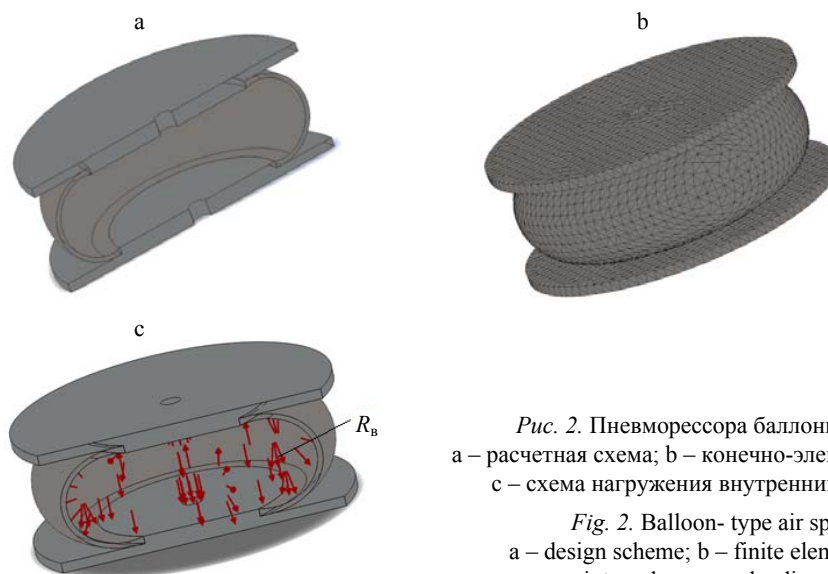


Рис. 2. Пневморессора баллонного типа:
а – расчетная схема; б – конечно-элементная модель;
с – схема нагружения внутренним давлением

Fig. 2. Balloon-type air spring:
а – design scheme; б – finite element model;
с – internal pressure loading scheme

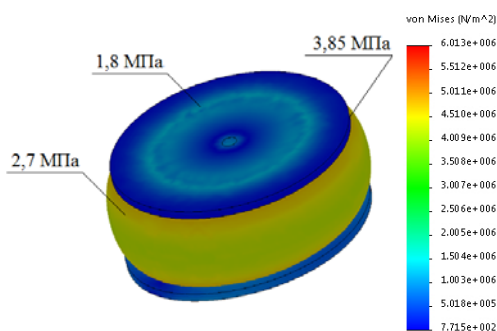


Рис. 3. Напряжения в материале гибкой оболочки от действия избыточного давления воздуха $p_b = 0,5$ МПа в ее полости

Fig. 3. Stresses in the material of a flexible shell from the action of excess air pressure $p_a = 0.5$ MPa in its cavity

На рис. 4 приведены напряжения в материале гибкой оболочки от действия избыточного давления воздуха $p_b = 1,0$ МПа в ее полости. При повышении давления воздуха вдвое напряжения растяжения растут до 7,35 МПа у днищ и до 6,84 МПа на экваторе (рис. 4), т. е. почти вдвое. Увеличение радиуса гибкой оболочки при этом составило 39,00 мм. Таким образом, напряжения в материале гибкой оболочки пневморессоры не превышают 7,35 МПа (даже при вдвое большем номинальном давлении воздуха) и значительно меньше предела прочности на разрыв (30,00 МПа).

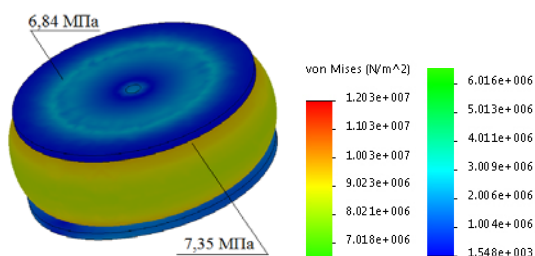


Рис. 4. Напряжения в материале гибкой оболочки от действия избыточного давления воздуха $p_b = 1,0$ МПа в ее полости

Fig. 4. Stresses in the material of a flexible shell from the action of excess air pressure $p_a = 1.0$ MPa in its cavity

Полученные результаты показывают, что существуют определенные резервы по уровню напряжений, т. е. имеется возможность добавить к вертикальным еще и поперечные взаимные смещения днищ пневморессоры, которые будут возникать при смещениях тележки относительно кузова.

Исследованы напряжения в материале гибкой оболочки при взаимных поперечных смещениях днищ, которые наблюдаются при попе-

речных смещениях тележек относительно кузова транспортного средства при движении по кривым участкам пути. Определены напряжения в материале гибкой оболочки при взаимных поперечных смещениях днищ под действием силы P_n без наличия избыточного давления (рис. 5), что соответствует движению транспортного средства в «холодном» резерве. Результаты исследования показали, что наибольшие напряжения наблюдаются на боковых сторонах гибкой оболочки: они растут от 0,76 МПа на экваторе до 0,95 МПа вблизи днищ, т. е. напряжения относительно невелики. Смещение передней части экватора гибкой оболочки при этом составило 40 мм.

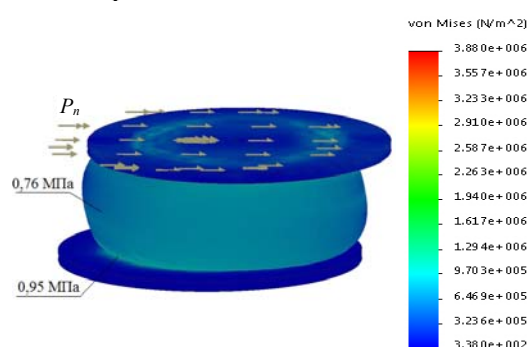


Рис. 5. Напряжения в материале гибкой оболочки без избыточного давления воздуха в ее полости при взаимных смещениях днищ 40 мм

Fig. 5. Stresses in the material of a flexible shell without excessive air pressure in its cavity with mutual displacements of the bottoms of 40 mm

На следующем этапе исследовали напряжения в материале гибкой оболочки при взаимных поперечных смещениях днищ 40 мм и наличии избыточного давления в ее полости 0,5 и 1,0 МПа (рис. 6, 7).

Как видно из рис. 6, наибольшие напряжения растяжения (5,98 МПа) наблюдаются в местах, где гибкая оболочка прикреплена к днищам (рис. 2а). У начала контакта с днищем напряжения составляют 3,94 МПа, а при приближении к экватору они уменьшаются до 3,46 МПа. Напряжения распределяются более равномерно вдоль экватора при наличии давления воздуха в полости пневморессоры, чем в случае его отсутствия. Смещение передней точки на экваторе гибкой оболочки при этом составило 46 мм в направлении смещения и 1 мм – с противоположной стороны, а в поперечном направлении – 2 мм с обеих сторон.

При повышении давления воздуха вдвое наибольшие напряжения растяжения (11,31 МПа) также наблюдаются в местах, где гибкая обо-

лочка прикреплена к днищам (рис. 2а). Напряжения растяжения увеличиваются до 7,8 МПа у контакта с днищем и до 6,96 МПа на экваторе, т. е. также почти вдвое (рис. 7). Смещение передней точки экватора гибкой оболочки при этом составило: в направлении смещения 64 мм, с противоположной стороны 16 мм, а в поперечном направлении 4 мм.

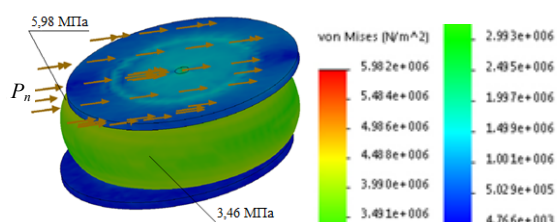


Рис. 6. Напряжения в материале гибкой оболочки при избыточном давлении воздуха в ее полости 0,5 МПа при взаимных смещениях днищ 40 мм

Fig. 6. Stresses in the material of a flexible shell with an excess air pressure in its cavity of 0.5 MPa with mutual displacements of the bottoms of 40 mm

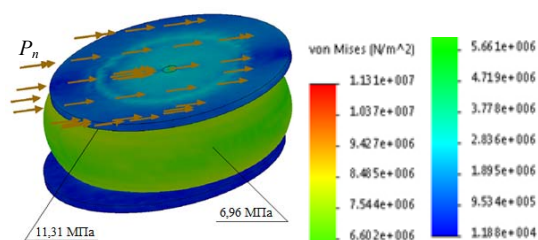


Рис. 7. Напряжения в материале гибкой оболочки при избыточном давлении воздуха в ее полости 1,0 МПа при взаимных смещениях днищ 40 мм

Fig. 7. Stresses in the material of a flexible shell at excess air pressure in its cavity of 1.0 MPa with mutual displacements of bottoms of 40 mm

Таким образом, наибольшие напряжения в материале гибкой оболочки пневморессоры составляют 11,31 МПа даже при вдвое большем номинальном давлении воздуха и поперечных взаимных смещениях днищ 40 мм. То есть они значительно меньше разрывной прочности, равной 30 МПа.

ВЫВОД

Представленные конструкции и параметры гибкой оболочки пневморессоры баллонного типа обеспечивают ее прочность. Пневморессора может быть рекомендована как упруго-демпфирующая составляющая рессорной подвески на транспортных средствах.

ЛИТЕРАТУРА

- Акопян, Р. А. Пневматическое поддресоривание автотранспортных средств (вопросы теории и практики) / Р. А. Акопян. Львов: Вища шк., 1979. Ч. 1. 218 с.
- Отечественная пассажирская тележка на пневматическом подвешивании / Б. А. Коробка [и др.] // Вагонный парк. 2010. № 6. С. 48–51.
- Masliev, V. Studi of an Air Spring with Improved Damping of Vibration / V. Masliev, J. Makarenko, A. Masliev // Econtechmod. An International Quarterly Journnal. 2015. Vol. 4, No 4. P. 58–62.
- Suppression of Vertikal Vibration in Railway Vehicles by Controlling the Damping Force of Primary and Secondary Suspensions / Y. Sugahara [et al.] // Quarterly Report of RTRI. 2008. Vol. 49, Iss. 1. P. 7–15. <https://doi.org/10.2219/rtriq.49.7>.
- Fomin, O. V. Increase of the Freight Wagons Ideality Degree and Prognostication of their Evolution Stages / O. V. Fomin // Scientific Bulletin of National Mining University. 2015. Iss. 3. P. 68–76.
- Lovska, A. A. Peculiarities of Computer Modeling of Strength of Body Bearing Construction of Gondola Car During Transportation by Ferry-Bridge / A. A. Lovska // Metallurgical and Mining Industry. 2015. No 1. P. 49–54.
- Kelrykh, M. Perspective Directions of Planning Carrying Systems of Gondolas / M. Kelrykh, O. Fomin // Metallurgical and Mining Industry. 2014. No 6. P. 64–67.
- Kolejowy Wagon Transportowy Jako Nowatorskie, Innowacyjne Rozwiązanie Konstrukcyjne do Przewozu Naczep Siodłowych i Zestawów Drogowych dla Transportu Intermodalnego / M. Nader [et al.] // Logistyka. 2014. No 4. P. 2272–2279.
- Divya Priya, G. Modeling and Analysis of Twenty Tonne Heavy Duty Trolley / G. Priya Divya, A. Swarnakumari // Intern. J. of Innovative Technology and Research. 2014. Vol. 2, No 6. P. 1568–1580.
- Krason, W. FE Numerical Tests of Railway Wagon for Intermodal Transport According to PN-EU Standards / W. Krason, T. Niezgodna // Bulletin of the Polish Academy of Sciences Technical Sciences. 2014. Vol. 62, Iss. 4. P. 843–851. <https://doi.org/10.2478/bpasts-2014-0093>.
- Determination of the Dynamic Characteristics of Freight Wagons with Various Bogie / S. Myamlin [et al.] // Transport. 2015. Vol. 30, Iss. 1. P. 88–92. <https://doi.org/10.3846/16484142.2015.1020565>.
- Impact of Wheelset Steering and Wheel Profile Geometry to the Vehicle Behavior when Passing Curved Track / V. Hauser [et al.] // Manufacturing Technology. 2017. Vol. 17, No 3. P. 306–312. <https://doi.org/10.21062/ujep/x.2017/a/1213-2489/mt/17/3/306>.
- Tartakovskiy, E. Improving the Process of Driving a Locomotive Through the Use of Decision Support Systems / E. Tartakovskiy, O. Gorobchenko, A. Antonovych // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2016. Vol. 5, Iss. 3. P. 4–11. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2016.80198>.
- Proposol of a Mechanism for Setting Bogie Wheelsets to Radisl Position while Riding Along Track Curve / V. Hauser [et al.] // Manufacturing Technology. 2017. Vol. 17, No 2. P. 186–192. <https://doi.org/10.21062/ujep/x.2017/a/1213-2489/mt/17/2/186>.
- Райт, П. Полиуретановые эластомеры / П. Райт, А. Камминг; пер. с англ. под ред. Н. П. Апухтиной. Л.: Химия, 1973. 304 с.
- Романовский, В. П. Справочник по холодной штамповке / В. П. Романовский. 6-е изд., перераб. и доп. Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1979. 520 с.
- Полиуретаны в производстве искусственных материалов для одежды и обуви / К. Н. Александров [и др.]. М.: Легкая индустрия, 1977. 256 с.

18. Акопян, Р. А. Рабочие процессы и теория прочности пневматической подвески / Р. А. Акопян. Львов: Львовский университет, 1979. 222 с.
19. Справочник машиностроителя / под ред. Н. С. Ачеркана. М.: Машгиз, 1995. Т. III.
20. Исследования и проектные работы по созданию пневмоподвешивания тележки для дизель-электропоездов с повышенными динамическими и эксплуатационными показателями: отчет о НИР (заключ.) 0108U010504, 2004. 67 с.
21. Алямовский, А. А. SolidWorks. Инженерный анализ методом конечных элементов / А. А. Алямовский. М.: ДМК Пресс, 2004. 432 с.
22. Слипченко, И. Н. Исследование прочности гибкой обложки пневморессоры для дизель-поезда / И. Н. Слипченко, В. Г. Маслиев // VIII Університетська науково-практична студентська конференція магістрантів Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут»: матеріали конф., 22–24 квітня 2014 р.: у 3 ч. Харків: НТУ «ХПІ», 2014. Ч. 1. С. 219–220.
23. Пневматична підвіска: пат. 113641 України, МПК В 60 G 11/26 (2006.01), F 16 F 9/02(2006.01) / В. В. Дущенко, А. О. Маслієв, В. Г. Маслієв. Опубл. 10.02.2017.
24. Маслієв, В. Г. Поліпшення комфорту пасажирів шляхом застосування удосконаленої пневматичної підвіски транспортних засобів / В. Г. Маслієв, В. В. Дущенко, А. О. Маслієв // Вагонний парк. 2018. № 1–2. С. 40–43.
- Поступила 14.05.2018
Подписана в печать 06.12.2018
Опубликована онлайн 30.07.2021
- REFERENCES
1. Akopyan R. A. (1979) *Pneumatic Suspension of Vehicles (Theory and Practice). Part 1*. Lvov, Vishcha Shkola Publ. 218 (in Russian).
 2. Korobka B. A. [et al.] (2010) Domestic Passenger Trolley on Pneumatic Suspension. *Vagonny Park [Wagon Fleet]*, (6), 48–51 (in Russian).
 3. Masliev V., Makarenko J., Masliev A. (2015) Study of an Air Spring with Improved Damping of Vibration. *Econ-techmod. An International Quarterly Journal*, 4 (4), 58–62.
 4. Sugahara Y., Kazato A., Takigami T., Koganei R. (2008) Suppression of Vertical Vibration in Railway Vehicles by Controlling the Damping Force of Primary and Secondary Suspensions. *Quarterly Report of RTRI*, 49 (1), 7–15. <https://doi.org/10.2219/rtrjqr.49.7>.
 5. Fomin O. V. (2015) Increase of the Freight Wagons Ideality Degree and Prognostication of their Evolution Stages. *Scientific Bulletin of National Mining University*, (3), 68–76.
 6. Lovska A. A. (2015) Peculiarities of Computer Modeling of Strength of Body Bearing Construction of Gondola Car During Transportation by Ferry-Bridge. *Metallurgical and Mining Industry*, (1), 49–54.
 7. Kelrykh M., Fomin O. (2014) Perspective Directions of Planning Carrying Systems of Gondolas. *Metallurgical and Mining Industry*, (6), 64–67.
 8. Nader M., Sala M., Korzeb J., Kostrzewski A. (2014) Kolejowy Wagon Transportowy Jako Nowatorskie, Innowacyjne Rozwiązanie Konstrukcyjne do Przewozu Naczep Siodłowych i Zestawów Drogowych dla Transportu Intermodalnego. *Logistyka*, (4), 2272–2279 (in Polish).
 9. Divya Priya G., Swarnakumari A. (2014) Modeling and Analysis of Twenty Tonne Heavy Duty Trolley. *International Journal of Innovative Technology and Research*, 2 (6), 1568–1580.
 10. Krason W., Niezgoda T. (2014) FE Numerical Tests of Railway Wagon for Intermodal Transport According to PN-EU Standards. *Bulletin of the Polish Academy of Sciences Technical Sciences*, 62 (4), 843–851. <https://doi.org/10.2478/bpasts-2014-0093>.
 11. Myamlin S., Povilas Lingaitis L., Dailydka S., Vaičiūnas G., Bogdevičius M., Bureika G. (2015) Determination of the Dynamic Characteristics of Freight Wagons with Various Bogie. *Transport*, 30 (1), 88–92. <https://doi.org/10.3846/16484142.2015.1020565>.
 12. Hauser V., Nozhenko O. S., Kravchenko K. O., Loulová M., Gerlici J., Lack T. (2017) Impact of Wheelset Steering and Wheel Profile Geometry to the Vehicle Behavior when Passing Curved Track. *Manufacturing Technology*, 17 (3), 306–312. <https://doi.org/10.21062/ujep/x.2017/a/1213-2489/mt/17/3/306>.
 13. Tartakovskiy E., Gorobchenko O., Antonovych A. (2016) Improving the Process of Driving a Locomotive Through the Use of Decision Support Systems. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 5 (3), 4–11. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2016.80198>.
 14. Hauser V., Nozhenko O. S., Kravchenko K. O., Loulová M., Gerlici J. I., Lack T. (2017) Proposal of a Mechanism for Setting Bogie Wheelsets to Radial Position while Riding Along Track Curve. *Manufacturing Technology*, 17 (2), 186–192. <https://doi.org/10.21062/ujep/x.2017/a/1213-2489/mt/17/2/186>.
 15. Wright P. (1973) *Polyurethane Elastomers*. Leningrad, Khimiya Publ. 304 (in Russian).
 16. Romanovskii V. P. (1979) *Reference Book on Cold Stamping*. Leningrad, Mashinostroenie Publ. 520 (in Russian).
 17. Aleksandrov K. N., Freidgeim K. I., Alekseenko V. I., Mikhailov V. A. (1977) *Polyurethanes in the Manufacture of Artificial Materials for Clothing and Footwear*. Moscow, Legkaya Industriya Publ. 256 (in Russian).
 18. Akopyan R. A. (1979) *Working Processes and Strength Theory of Air Suspension*. Lviv: Publishing House of Lviv University. 222 (in Russian).
 19. Acherkan N. S. (ed.) (1995) *Mechanical Engineer Handbook. Vol. III*. Moscow, Mashgiz Publ. (in Russian).
 20. *Research and Design Work on the Creation of Air Suspension of Bogie for Diesel Electric Trains with Increased Dynamic and Operational Performance: Research Report (Concluding)* 0108U010504, 2004. 67 (in Russian).
 21. Alyamovskii A. A. (2004) *SolidWorks. Engineering Analysis by Finite Element Method*. Moscow, DМК Press Publ. 432 (in Russian).
 22. Slipchenko I. N., Masliev V. G. (2014) Investigation of the Strength of the Flexible Shell of a Pneumatic Spring for a Diesel Train. *VIII Universitets'ka Naukovo-Praktichna Students'ka Konferentsiya Magistrantiv Natsional'nogo Tekhnichnogo Universitetu "Kharkivsk'ii Politekhnic'ni Institut": Materiali Konf., 22–24 Kvitnya 2014 r. Ch. 1*. Kharkiv, Publishing House of National Technical University "Kharkiv Polytechnic University", 219–220 (in Russian).
 23. Dushchenko V. V., Masliev A. O., Masliev V. G. (2017) *Pneumatic Suspension*. Patent 113641 of the Ukraine (in Ukrainian).
 24. Masliev V. G., Dushchenko V. V., Masliev A. O. (2018) Improvement of Passenger Comfort by Means of Application of Improved Pneumatic Suspension in Vehicles. *Vagonnyi Park [Wagon Fleet]*, (1–2), 40–43 (in Ukrainian).
- Received: 14.05.2018
Accepted: 06.12.2018
Published online: 30.07.2021