

8. Рыков С.П., Стемплевский П.Н., Хозяшев И.А. Амортизатор гидравлический с регулируемой характеристикой: пат. 2402703 Рос. Федерация. № 2009126288/11; заявл. 08.07.09; опубл. 27.10.10, Бюл. № 30. 7 с.
9. Рыков С.П., Куприянов А.П., Хозяшев И.А. Гидравлический амортизатор, адаптированный к низким температурам: пат. 2490529 Рос. Федерация. № 2011149926/11; заявл. 07.12.11; опубл. 20.08.13, Бюл. № 23. 5 с.

References

1. Rykov S.P. The development of the methods to evaluate the absorbing and smoothing ability of pneumatic tires while calculating a car's fluctuations: diss. ... kand. tekhn. nauk. M., 2000. 318 s.
2. Rykov S.P. The methods to simulate and assess the absorbing and smoothing ability of pneumatic tires while calculating the wheeled vehicles suspension and fluctuations: diss. ... doct. tekhn. nauk. M., 2005. 430 s.
3. Rykov S.P., Tarasyuk B.N., Zhuk D.Yu. Elliptical and power law model of the tire absorbing ability and its application to assess nonelastic resistance in the cushioning elements// Problemy shin rezinokordnykh

kompozitov: materialy 18 simpoziuma. M.: NIISHP, 2007. T. 2. S. 136-145.

4. Rykov S.P. Modeling and estimation of the absorbing and smoothing ability of a pneumatic tyre in the calculations of a car's suspension, ride and cushioning: monogr. Bratsk: BrGTU, 2004. 124 s.
5. Rykov S.P. The experimental studies of the absorbing and smoothing ability of pneumatic tires: a testing system, experimental techniques and data processing: monogr. Bratsk: BrGTU, 2004. 322 s.
6. Rykov S.P., Kamnev A.V. Hydropulsating test bench as a universal complex to test and diagnose the pneumatic tires and cushioning elements// Problemy diagnostiki i ekspluatatsii avtomobil'nogo transporta: materialy III mezhdunar. nauch.-prakt. konf. Irkutsk, 2011. S. 164-169.
7. Rykov S.P., Kadnikov S.S. Hydraulic shock-absorber with adjustable ability: pat. 2316685 C1 Ros. Federatsiya. № 2006123299/11; заявл. 29.06.2006; opubl. 10.02.2008. Byul. № 4. 6 s.
8. Rykov S.P., Stemplevsky P.N., Khozyashev I. A. Hydraulic shock-absorber with adjustable ability: pat. 2402703 C1 Ros. Federatsiya. № 2009126288/11; заявл. 08.07.2009; opubl. 27.10.2010. Byul. № 30. 7 s.
9. Rykov S.P., Kupriyanov A.P., Khozyashev I. A. Hydraulic shock-absorber adapted to low temperatures: 2490529 C1 Ros. Federatsiya. № 2011149926/11; заявл. 07.12.2011; opubl. 20.08.2013. Byul. № 25. 5 s.

УДК 62-253/-254

Расчетная оценка конструктивных элементов полиуретановых шин

В. В. Мазур^a, М.А. Мазур^b

Братский государственный университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия

^amazurvv@yandex.ru, ^bmarianne1973@yandex.ru

Статья поступила 9.09.2013, принята 10.11.2013

Простота и высокая эффективность колесного движителя как механизма для преобразования вращательного движения в поступательное обусловили его широкое применение на наземных машинах, в том числе и на автомобилях. Однако колесо с пневматической шиной имеет существенный недостаток, заключающийся в прекращении движения колесной машины при потере избыточного давления воздуха. Более того, потеря избыточного давления воздуха в пневматической шине традиционной конструкции при движении автотранспортного средства с высокой скоростью может привести к дорожно-транспортному происшествию с тяжелыми последствиями. Поэтому создание новых конструкций автомобильных безвоздушных шин из эластичных полимеров, способных повысить безопасность дорожного движения, а также разработка и совершенствование методик их расчета в настоящее время являются актуальными задачами. При финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации, в рамках научно-исследовательской работы «Создание безвоздушных шин для наземных транспортных средств» для решения поставленных задач была разработана математическая модель процесса радиального деформирования автомобильной безвоздушной шины с гибкими спицами из эластичных полиуретанов, которая позволяет на стадии проектирования колесного движителя оценить его упругие свойства и построить характеристики нормальной жесткости.

Ключевые слова: шины повышенной безопасности, боестойкие колеса, шины из эластичных полиуретанов, коэффициент нормальной жесткости, гибкие спицы, продольный изгиб.

Design and calculation of automobile airless tires

V.V. Mazur^a, M.A. Mazur^b

Bratsk State University, 40 Makarenko St, Bratsk, Russia

^amazurvv@yandex.ru, ^bmarianne1973@yandex.ru

Received 9.09.2013, accepted 10.11.2013

The simplicity and high efficiency of a wheeled running gear as a mechanism for translating rotary motion into reciprocating one have made for its wide automotive application, including cars. However, a pneumatic tire has a significant disadvantage consisting in stopping the vehicle due to the loss of excessive air pressure. Furthermore, the loss of excessive air pressure in a pneumatic tire of the traditional design when driving a motor vehicle with high speed can result in a serious traffic accident. Therefore, the creation of new

designs of the airless tires made of flexible polymers able to increase traffic safety as well as the development and improvement of the methods of their calculation are currently the pressing tasks. With financial support of the Ministry of Education and Science of the Russian Federation in the framework of the research "The development of automotive airless tires", the mathematical model of the radial-type deformation process of the airless tires with flexible spokes made of elastic polyurethanes was developed to solve the performance targets. This allows assessing its elastic properties and constructing the normal stiffness characteristics at the stage of designing a wheeled running gear.

Keywords: tires of increased safety, bullet-proof wheels, tires made of elastic polyurethanes, normal stiffness coefficient, flexible spokes, longitudinal bending.

Введение. Создание новых конструкций автомобильных безвоздушных шин с высокими эксплуатационными показателями из эластичных полиуретанов [1 – 8] невозможно без расчетного обоснования их геометрических параметров, обеспечивающих требуемые несущую способность и упругие свойства колеса.

Целью расчета, методика которого представлена в данной статье, является теоретическая оценка упругих свойств экспериментальных образцов безвоздушных шин на стадии проектирования автомобильных колес.

Методика расчета. Известно, что для оценки упругих свойств автомобильных шин необходимо обязательное построение характеристик их нормальной жесткости, которая в соответствии с ГОСТ 17697-72 «Автомобили. Качение колеса. Термины и определения» является производной от нормальной нагрузки, действующей на колесо, по нормальному прогибу шины. В то же время, при деформировании в направлении нормали к опорной поверхности и при условии совпадения вер-

тикальной плоскости и плоскости вращения колеса автомобильная шина деформируется и в радиальном направлении.

Геометрические параметры проектируемых колесных движителей и их конструктивных элементов задаются с учетом результатов анализа конструкций зарубежных аналогов, исходя из условий установки и дальнейших дорожных испытаний экспериментальных образцов колес с безвоздушными шинами на легковых автомобилях малого класса, в частности, ВАЗ-2115.

Модуль упругости E , характеризующий физико-механические свойства эластичного полиуретана, определяется как:

$$E = \frac{\sigma}{|\epsilon|},$$

где σ - механическое напряжение, МПа; $|\epsilon|$ - относительное удлинение, %.

Таблица 1

Физико-механические свойства эластичных полиуретанов

Наименование показателя	Марка уретанового форполимера			
	СКУ-ПФЛ-100, марка В	СУРЭЛ ТФ-682	СУРЭЛ ТФ-235	СУРЭЛ ТФ-228
1. Динамическая вязкость при 30 °С, Па·с	12,5	7	14	19
2. Относительное удлинение при разрыве, %	235	250	465	505
3. Относительная остаточная деформация после разрыва, %	10	24	6	8
4. Напряжение при стопроцентном удлинении, МПа	13,7	26,2	5,1	3,8
5. Сопротивление раздиру, кН/м	105	130	50,2	50,8
6. Условная прочность при растяжении, МПа	49	57,3	43,8	42
7. Твердость по Шору, у. е.	98, А	60, D	85, А	80, А

В табл. 1 значения механического напряжения σ для различных марок полиуретанов приведены при относительном удлинении $\epsilon = 100$ % или, по-другому, $\epsilon = 1$. Откуда следует равенство:

$$E = \sigma.$$

Для расчета характеристик жесткости проектируемых колесных движителей была разработана математическая модель процесса радиального деформирования автомобильной безвоздушной шины с гибкими спицами [9]. Расчет зависимости жесткости гибких спиц от их геометрических размеров и физико-механических свойств конструкционного материала является задачей,

способы решения которой изложены в теории сопротивления материалов.

Спицы автомобильной безвоздушной шины имеют форму так называемых брусьев или стержней, то есть, тел, у которых длина значительно превышает их поперечные размеры. Основными элементами стержня являются его поперечное сечение и ось – линия, соединяющая центры тяжести поперечных сечений стержня, кривизна которой изменяется при деформации спиц.

При решении задачи были приняты основные гипотезы сопротивления материалов, а именно:

– материал спиц в определенных пределах считается вполне упругим, то есть спицы после разгрузки способны восстанавливать свою первоначальную форму и размеры, а энергия, затраченная на их деформацию, при разгрузке полностью возвращается;

– для материала спиц в определенных пределах принимается линейная зависимость между силой и деформацией, что в большинстве практических случаев позволяет получить, хоть и приближенные, но достаточно точные решения;

– материал спиц считается однородным и изотропным, то есть обладающим одинаковыми свойствами во всех точках и направлениях;

– свойства малого элемента, выделенного в любом месте спицы, те же, что и у всей спицы;

– исходные свойства материала спиц с течением времени считаются неизменными.

Внешние силы, которые действуют на автомобильное колесо, деформируя безвоздушную шину в радиальном направлении, вызывают продольную деформацию ее гибких спиц, а именно, их продольный изгиб.

В теории сопротивления материалов в качестве примера расчета на продольный изгиб приводится, как основной случай, способ шарнирного закрепления обоих концов стержня. В то же время, гибкие спицы автомобильной безвоздушной шины представляют собой стержни, защемленные обоими концами.

Известно, что расчет на продольный изгиб стержня, защемленного обоими концами, выполняется так же, как и стержня с концами, шарнирно закрепленными, при условии, что его приведенная длина l будет равна половине действительной длины l_d :

$$l = \mu l_d,$$

где μ - коэффициент приведения длины (для стержня с защемленными концами $\mu = 0,5$; для стержня с шарнирно закрепленными концами $\mu = 1$).

На рис. 1 изображены схемы для расчета спицы безвоздушной шины на продольный изгиб.

В ненагруженном состоянии (рис. 1 а) расстояние между шарнирно закрепленными концами равно длине стержня l . Следовательно, расстояние между защемленными концами стержня, работающего в аналогичных условиях, будет в два раза больше.

Под действием продольной силы P_x устойчивость формы стержня нарушается, и он деформируется как в продольном, так и в поперечном направлениях до тех пор, пока не примет новую устойчивую криволинейную форму, которая определяется упругим равновесием между внутренними и внешними силами, действующими на стержень (рис. 1 б). При условии чистого изгиба криволинейная форма стержня описывается уравнением упругой линии, которая является нейтральной осью стержня, и нормальные напряжения в продольных сечениях не учитываются.

Известно, что дифференциальное уравнение упругой линии, при условии совпадения направлений оси y и поперечной деформации стержня, имеет следующий вид:

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{M_x}{EI_z},$$

где M_x - изгибающий момент; E - модуль упругости материала стержня; I_z - осевой момент инерции сечения стержня.

Для принятого прямоугольного сечения спицы (рис. 1 в) момент инерции относительно оси z определяется как:

$$I_z = \frac{bh^3}{12},$$

где h - толщина спицы (высота сечения стержня); b - ширина спицы (ширина основания сечения стержня).

Тем не менее, для практических расчетов применяют приближенное дифференциальное уравнение упругой линии:

$$EI_z \ddot{y} = M_x.$$

При продольном изгибе уравнение упругой линии в общем виде представляет собой гармоническую функцию:

$$y = y_{\max} \sin \frac{\pi x}{l_x},$$

где y_{\max} - максимальная поперечная деформация (прогиб) стержня; l_x - расстояние между шарнирно закрепленными концами стержня.

В свою очередь, продольный изгибающий момент в среднем, наиболее нагруженном сечении стержня при $x = \frac{l_x}{2}$ определяется как:

$$M_x = y_{\max} P_x.$$

Решением дифференциального уравнения упругой линии при $x = \frac{l_x}{2}$ является формула Эйлера, представленная как:

$$P_x = \frac{EI_z \pi^2}{l_x^2}.$$

При увеличении продольной силы на величину dP_x расстояние между шарнирно закрепленными концами сократится на величину продольной деформации стержня dl_x . Следовательно, продольная жесткость спицы автомобильной безвоздушной шины в пределах малой деформации dl_x определяется как:

$$c_x = \frac{dP_x}{dl_x}.$$

При расчете продольной жесткости стержня необходимо учитывать, что величина продольной деформации dl_x задается как разница расстояний между шарнирно закрепленными концами в предыдущем и текущем состояниях упругого равновесия стержня, а именно:

$$dl_x = l'_x - l_x \text{ или } l_x = l'_x - dl_x .$$

В то же время, величина dP_x определяется как разница между величинами продольной силы P_x , действующей на стержень, и продольной силы P'_x , действовавшей на стержень в предыдущем состоянии упругого равновесия:

$$dP_x = P_x - P'_x \text{ или } P_x = P'_x + dP_x .$$

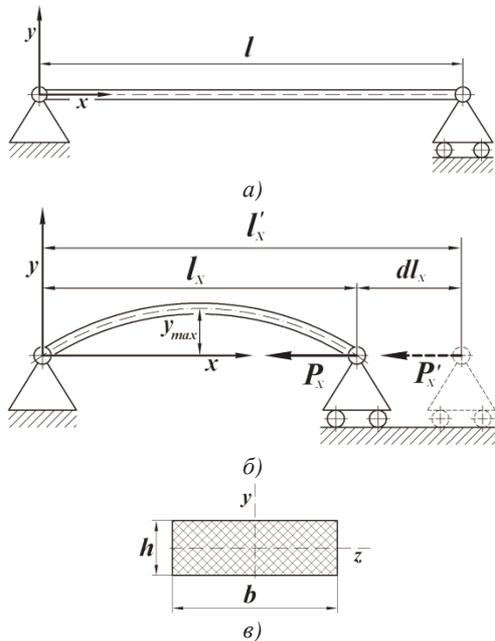


Рис. 1. Схемы для расчета гибкой спицы безвоздушной шины на продольный изгиб

В конечном итоге, продольную жесткость спицы автомобильной безвоздушной шины можно определить следующим образом:

$$c_x = EI_z \pi^2 \frac{2l'_x - dl_x}{l'_x{}^2 (l'_x - dl_x)^2} .$$

На рис. 2 представлены схемы для расчета характеристики нормальной (радиальной) жесткости безвоздушной шины.

В соответствии со схемой, представленной на рис. 2 а, окружное расстояние между двумя соседними гибкими спицами не нагруженной внешними силами безвоздушной шины определяется, как длина дуги, а именно:

$$l_0 = \frac{\pi r_0 \alpha_0}{180^0} ,$$

где r_0 - расстояние от центра не нагруженного внешними силами колеса до оси поперечного сечения наружного кольца безвоздушной шины; α_0 - угол между двумя

соседними гибкими спицами не нагруженной внешними силами безвоздушной шины.

В свою очередь, угол α_0 зависит от числа гибких спиц N и определяется как:

$$\alpha_0 = \frac{360^0}{N} .$$

Действительная длина гибкой спицы не нагруженной внешними силами безвоздушной шины определяется следующим образом:

$$l_d = r_0 - r - \frac{h_k}{2} ,$$

где r - расстояние от центра не нагруженного внешними силами колеса до наиболее близких концов гибких спиц безвоздушной шины; h_k - толщина (высота сечения) наружного кольца безвоздушной шины.

В соответствии с расчетной схемой, представленной на рис. 2 б, нормальная (вертикальная) сила P_z вызывает радиальную деформацию (нормальный прогиб) безвоздушной шины h_z . При этом длина пятна (линии) контакта наружного кольца безвоздушной шины с опорной поверхностью определяется как длина дуги окружности:

$$l_{ш} = \frac{\pi r_0 \alpha}{180^0} ,$$

где α - угол при вершине равнобедренного треугольника, образованного хордой окружности $X_{ш}$ и радиусами r_0 , проходящими через концы этой хорды.

Угол при вершине равнобедренного треугольника можно определить, используя известную обратную тригонометрическую функцию:

$$\frac{\alpha}{2} = \arccos \frac{r_0 - h_z}{r_0} .$$

Как уже отмечалось, деформирование безвоздушной шины в радиальном направлении вызывает продольный изгиб ее гибких спиц.

При условии расположения схематических изображений безвоздушных шин симметрично относительно вертикальной оси z , как показано на рис. 2 б, их гибкие спицы одновременно включаются в работу и деформируются парами. Составляет исключение и не имеет пары гибкая спица, продольная ось которой до деформации совпадает с вертикальной осью симметрии безвоздушной шины z так, как это показано на рис. 2 в.

Условие, при котором i -я пара спиц находится в состоянии продольного изгиба, выглядит следующим образом:

$$l_{ш} > ul_0 ,$$

где $u = 2i - 1$ - для схемы, приведенной на рис. 2 б; $u = 2i$ - для схемы, приведенной на рис. 2 в; i - порядковый по включению в работу номер пары симметрично расположенных относительно вертикальной оси гибких спиц.

Кроме того, при деформации безвоздушной шины угол между спицами i -й пары увеличивается, и его можно определить, например, по теореме синусов, в частности, в момент начала их продольного изгиба:

$$\frac{\sin 90^\circ}{l_d} = \frac{\sin \beta_i}{m_i}. \text{ Откуда } \beta_i = \arcsin \frac{m_i}{l_d},$$

где $m_i = \frac{l_o u - X_i}{2}$ – один из катетов прямоугольного треугольника.

В свою очередь, длина хорды окружности с радиусом r , проходящей через наиболее близкие к центру колеса концы i -й пары гибких спиц, определяется как:

$$X_i = 2r \sin \frac{\alpha_i}{2}.$$

Следует отметить, что при радиальной деформации безвоздушной шины равная по величине и противоположная по направлению нормальной силе P_z нормальная к опорной поверхности реакция R_z складывается из нормальных реакций наружного кольца и каждой i -й пары гибких спиц, находящихся в состоянии продольного изгиба.

Нормальная реакция в контакте безвоздушной шины с опорной поверхностью определяется следующим образом:

– для схемы, представленной на рис. 2 б:

$$R_z = R_o + \sum_{i=1}^u 2R_{zi},$$

где R_o – нормальная к опорной поверхности реакция наружного кольца безвоздушной шины; R_{zi} – нормальная к опорной поверхности реакция деформированной гибкой спицы i -й пары; u – количество пар деформированных гибких спиц;

– для схемы, представленной на рис. 2 в:

$$R_z = R_o + R_{zx} + \sum_{i=1}^u 2R_{zi},$$

где R_{zx} – нормальная к опорной поверхности реакция находящейся в состоянии продольного изгиба гибкой спицы, продольная ось которой до деформации совпадает с вертикальной осью симметрии безвоздушной шины.

Нормальная реакция R_{zx} определяется как произведение:

$$R_{zx} = c_x h_z.$$

Кроме того, при расчетах необходимо учитывать зависимость продольной жесткости гибкой спицы c_x от величины ее продольной деформации $\sum dl_x$ и, следовательно, равного по величине нормального прогиба безвоздушной шины h_z .

В соответствии со схемой, представленной на рис. 2 з, нормальная реакция R_{zi} определяется как проекция на ось z реакции R_i , возникающей из-за продольной деформации гибкой спицы i -й пары, а именно:

$$R_{zi} = R_i \cos \gamma_i,$$

где γ_i – угол между реакцией R_i и вертикальной осью z .

В свою очередь, реакция R_i определяется как:

$$R_i = c_x dl_i.$$

При этом продольная жесткость c_x также зависит от величины продольной деформации гибкой спицы i -й пары dl_i при нормальной деформации шины на величину dh_i .

По теореме косинусов первоначальный вид уравнения для определения продольной деформации dl_i имеет следующий вид:

$$(l_d - dl_i)^2 = dh_i^2 + l_d^2 - 2l_d dh_i \cos \beta_i.$$

В результате простейших алгебраических преобразований получаем уравнение второй степени известного вида:

$$C_1 dl_i^2 + C_2 dl_i + C_3 = 0,$$

где $C_1 = 1$, $C_2 = -2l_d$ и $C_3 = 2l_d dh_i \cos \beta - dh_i^2$.

Для решения алгебраического уравнения второй степени, в первую очередь, необходимо определить дискриминант D , значение которого определяет число вещественных корней:

$$D = C_2^2 - 4C_1 C_3.$$

При $D > 0$ уравнение будет иметь два различных вещественных корня, один из которых и будет являться решением уравнения:

$$dl_i = \frac{-C_2 + \sqrt{D}}{2C_1} \text{ или } dl_i = \frac{-C_2 - \sqrt{D}}{2C_1}.$$

В свою очередь, нормальный прогиб dh_i считается с момента начала продольного деформирования гибких спиц для каждой i -й пары.

Кроме того, при расчете характеристики нормальной (радиальной) жесткости будем считать, что силовое влияние других видов деформаций гибких спиц, кроме их продольного изгиба на величину нормальной реакции в контакте безвоздушной шины с опорной поверхностью, пренебрежительно мало.

Для расчета нормальной к опорной поверхности реакции наружного кольца безвоздушной шины R_o приведена схема на рис. 3.

При нормальном прогибе наружного кольца h_z длина пятна контакта безвоздушной шины с опорной поверхностью также характеризуется отрезком $l_{ш}$. При увеличении нормального прогиба наружного кольца на малую величину dh_z нормальная реакция R_o увеличивается и, кроме того, ее можно представить как равнодействующую двух элементарных реакций R_r , приложенных на концах отрезка $l_{ш}$:

$$R_o = 2R_r, \text{ следовательно, } R_r = \frac{R_o}{2}.$$

Из теории сопротивления материалов известно, что кривизна деформируемого участка наружного кольца определяется следующим образом:

$$\frac{1}{r_o} = \frac{M_{и}}{E_K I},$$

где E_K - модуль упругости материала наружного кольца; $M_{и}$ - изгибающий момент в сечении наружного кольца безвоздушной шины на высоте dh_z от опорной поверхности. Изгибающий момент определяется как произведение реакции R_r на плечо l_r :

$$M_{и} = R_r l_r.$$

Следовательно, элементарную реакцию, приложенную к концу отрезка $l_{ш}$, можно выразить как:

$$R_r = \frac{EI}{r_o l_r}.$$

В свою очередь, осевой момент инерции сечения I , при условии равенства ширины спицы b и ширины наружного кольца безвоздушной шины, определяется известным образом:

$$I = \frac{bh_K^3}{12}.$$

Плечо приложения элементарной реакции R_r можно вычислить как:

$$l_r = \frac{X_r - l_{ш}}{2}.$$

Хорда X_r определяется по теореме синусов:

$$\frac{\sin 90^\circ}{r_o} = \frac{\sin\left(\frac{\alpha_r}{2}\right)}{\frac{X_r}{2}} \text{ или } X_r = 2r_o \sin\left(\frac{\alpha_r}{2}\right).$$

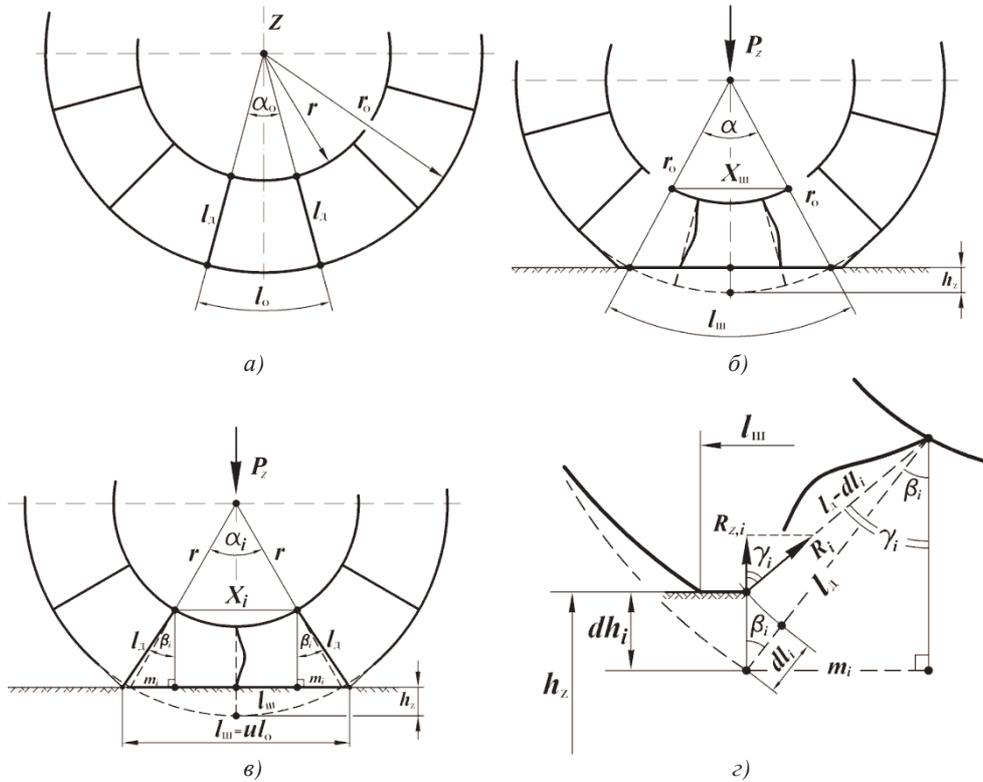


Рис. 2. Схемы для расчета характеристики нормальной жесткости безвоздушной шины

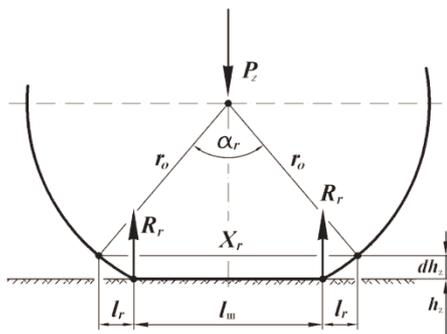


Рис. 3. Схема для расчета нормальной к опорной поверхности реакции наружного кольца безвоздушной шины



Рис. 4. Автомобильное колесо с безвоздушной шиной

Таблица 2

Наименование параметра	Обозначение	Единицы измерения	Значение параметра
1. Модуль упругости форполимера спиц	E	МПа	3,8
2. Модуль упругости форполимера наружного кольца	E_k	МПа	26,2
3. Действительная длина гибкой спицы	l_d	м	0,055
4. Толщина гибкой спицы	h	м	0,008
5. Ширина гибкой спицы	b	м	0,120
6. Число гибких спиц	N	-	30
7. Расстояние от центра не нагруженного внешними силами колеса до оси поперечного сечения наружного кольца безвоздушной шины	r_o	м	0,250
8. Расстояние от центра не нагруженного внешними силами колеса до наиболее близких концов гибких спиц безвоздушной шины;	r	м	0,178
9. Толщина наружного кольца безвоздушной шины.	h_k	м	0,020

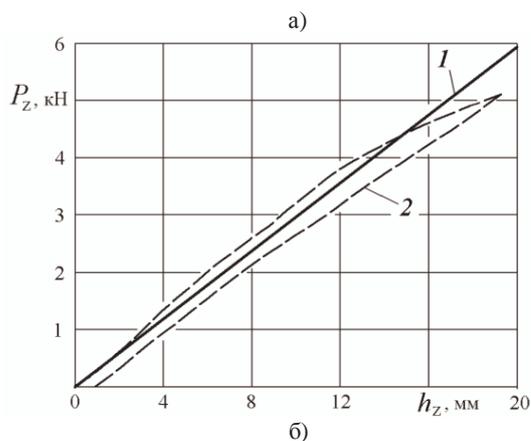
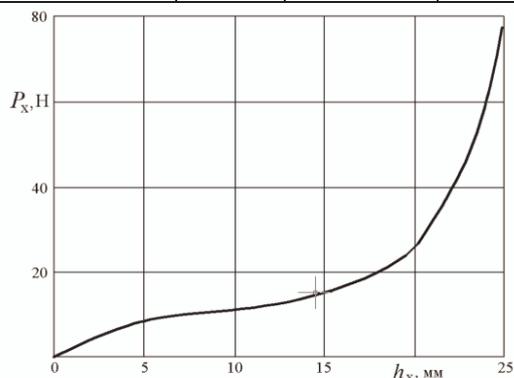


Рис. 5. Характеристики жесткости: а) – расчетная характеристика продольной жесткости гибкой спицы; б) – характеристики нормальной жесткости безвоздушной шины: 1 – расчетная; 2 – экспериментальная

Угол α_r при вершине треугольника, образованного хордой X_r и радиусами r_o , проходящими через концы этой хорды, можно вычислить как известную обратную тригонометрическую функцию:

$$\frac{\alpha_r}{2} = \arccos \frac{r_o - (h_z + dh_z)}{r_o}.$$

В конечном итоге, с учетом того, что коэффициент нормальной жесткости автомобильной безвоздушной шины определяется как:

$$c_{ш} = \frac{dR_z}{dh_z},$$

приведенная методика позволяет моделировать процесс радиального деформирования безвоздушной шины и построить характеристику ее нормальной жесткости.

Выводы

Для проверки работоспособности построенной математической модели в табл. 2 приведены исходные данные для расчета экспериментального образца безвоздушной шины (рис. 4), изготовленного из полиуретанов марок СУРЭЛ ТФ-228 и СУРЭЛ ТФ-682. На рис. 5 в качестве примера приведены расчетные характеристики жесткостей безвоздушной шины и ее элементов в сравнении с характеристикой нормальной жесткости, полученной экспериментально при стендовых испытаниях колесного движителя в лабораториях кафедры «Автомобильный транспорт» [10 – 12].

Литература

1. Мазур В.В. Повышение живучести и безопасности автомобильных шин. Автомобильные шины с упругими деформируемыми спицами // Автотранспортное предприятие. 2008. № 8. С. 37-40.
2. Мазур В.В. Автомобильная полиуретановая шина с упругими деформируемыми спицами // Проблемы механики современных машин: материалы 4 междунар. конф. Улан-Удэ, 2009. Т. 4. С. 83-87.
3. Мазур В.В. Технология изготовления автомобильных шин с упругими деформируемыми спицами из эластичного полиуретана // Автотранспортное предприятие. 2010. № 5. С. 27-29.
4. Мазур В.В., Гайлиш А.В. Автомобильные колеса с безвоздушными шинами // Там же. 2011. № 12. С. 36-38.
5. Мазур В.В., Гайлиш А.В., Енаев А.А. Автомобильные колеса с безвоздушными шинами // Автомобильная промышленность. 2012. № 7. С. 10-12.
6. Мазур В.В. Колесные движители планетоходов // Труды Братского государственного университета. Сер. Естественные и инженерные науки. 2013. Т.1. С. 139-144.
7. Mazur W.W. Samochodowe koła z bezpowietrznymi szynami // Nauka i studia. 2013. № 7. С. 5-9.
8. Mazur V.V. Automobile wheels with airless tires // Papers of the 3rd International Scientific Conference "European Applied Sciences: modern approaches in scientific researches". Stuttgart, 20-21 May 2013. С. 38-40.
9. Мазур В.В., Казакасов С.А., Шкрибляк Д.Я., Лосев Е.Д., Музычук А.Г., Моничев А.А. Технология изготовления автомобильных шин с упругими деформируемыми спицами из эластичного полиуретана // Механика XXI века. 2010. № 9. С. 152-155.
10. Мазур В.В., Разумов Ю.А., Кондеечкин С.А. Экспериментальные исследования упругих и демфирующих свойств автомо-

бильных колёс с безвоздушными шинами // Там же. 2013. № 12. С. 178-181.

11. Рыков С.П., Мазур В.В., Тарасюк В.Н., Коваль В.С., Хозяшев И.А., Камнев А.В., Гайлиш А.Н. От экспериментального оборудования к прикладным исследованиям и инновационным разработкам // Труды Братского государственного университета. Сер. Естественные и инженерные науки. 2012. Т. 3. С. 35-48.

12. Mazur V.V. Experimental determination of characteristics elasticity of car wheels with airless tyres // The collection includes 3rd International Conference on Science and Technology. London, 17-18 June 2013. С. 40-46.

References

1. Mazur V.V. Improvement in survivability and safety of automobile tires. Automobile tires with flexible deformable spokes // Avtotransportnoe predpriyatie. 2008. № 8. S. 37-40.

2. Mazur V.V. The ways to improve tires' survivability and safety // Sistemy, Metody, Tekhnologii. 2009 № 1. S. 41-45.

3. Mazur V.V. Technology of manufacturing the automobile tires with flexible deformable spokes made of flexible polyurethane // Avtotransportnoe predpriyatie. 2010. № 5. S. 27-29.

4. Mazur V.V., Gaylish A.V. Automobile wheels with airless tires // Avtotransportnoe predpriyatie. 2011. № 12. S. 36-38.

5. Mazur V.V., Gaylish A.V., Enaev A.A. Automobile wheels with airless tires // Avtomobil'naya promyshlennost'. 2012. № 7. S. 10-12.

6. Mazur V.V. Wheeled running gears of planetary rovers // Trudy Bratskogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya: Estestvennye i inzhenernye nauki. 2013. T. 1. S. 139-144.

7. Mazur W.W. Samochodowe kola z bezpowietrznymi szynami / Nauka i studia. 2013. № 7. P. 5-9.

8. Mazur V.V. Automobile wheels with airless tyres / Papers of the 3rd International Scientific Conference "European Applied Sciences: modern approaches in scientific researches". Stuttgart. 20-21 May 2013. P. 38-40.

9. Mazur V.V., Kazakasov S.A., Shkriblyak D.Ya., Losev E.D., Muzychuk A.G., Monichev A.A. The technology to produce the automobile tires with flexible deformable spokes made of flexible polyurethane // Mekhaniki XXI veku. 2010. № 9. S. 152-155.

10. Mazur V.V., Razumov Yu.A., Kondetchkin S.A. Experimental researches into elastic and damping properties of automobile wheels with airless tires / Mehhaniki XXI veku. 2013. № 12. S. 178-181.

11. Rykov S.P., Mazur V.V., Tarasyuk V.N., Koval' V.S., Khozyashev I.A., Kamnev A.V., Gaylish A.N. From the experimental equipment to the applied research and innovation developments // Trudy Bratskogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya: Estestvennye i inzhenernye nauki. 2012. T. 3. S. 35-48.

12. Mazur V.V. Experimental determination of characteristics elasticity of car wheels with airless tyres / The collection includes 3rd International Conference on Science and Technology. London. 17-18 June 2013. P. 40-46.

УДК 621.814

Принципы создания новых конструкций соединений переменной жесткости

В.А. Малащенко^а, В.В. Николайчук^б

Национальный университет «Львовская политехника», Степана Бандеры 12, Львов, Украина

^аv.o.malash@mail.ru, ^бfbbrv@mail.ru

Статья поступила 4.09.2013, принята 8.11.2013

В работе изложены принципы создания новых конструкций соединений переменной жесткости. Обоснована целесообразность применения таких соединений в транспортных средствах, которые эксплуатируются в сложных дорожных условиях, а также в технологических машинах, если имеется необходимость изменения параметров жесткости во время работы машины. Определены рациональные диапазоны изменений параметров жесткости данных соединений. На примере одного из вариантов конструкции соединения рассмотрена его структура, а также приведены зависимости, по которым выбираются суммарная жесткость и диапазоны возможных изменений ее параметров. Сформулированы принципы создания новых конструкций, которые предусматривают такие этапы: определение области использования соединения в машине; выбор вариантов конструктивных схем соединения; распределения суммарной жесткости между упругими элементами соединения; определение критериев работоспособности; выбор оптимального варианта соединения, удовлетворяющего заданным требованиям. Приведена последовательность выбора критерия работоспособности на примере расчета упругого элемента соединения (втулки). Разработана расчетная схема при принятых допущениях: поверхность втулки равномерно сжата; втулка рассматривается как тонкостенная длинная цилиндрическая оболочка. Определены деформации и напряжения во втулке, нагруженной внешним давлением, которое возникает при закручивании пружины кручения в соединении переменной жесткости. Задача решалась методом наложения. Полученные выражения (9) – (20) являются научной базой для дальнейших исследований и разработки новых конструкций соединений с желаемым диапазоном изменения жесткости и нарузочной способности упругих элементов транспортных средств.

Ключевые слова: соединения переменной жесткости, моментная теория осесимметричных цилиндрических оболочек, внутренние силовые факторы.