

УДК 629.11.012

Конструкция, расчет и результаты испытаний колесного движителя для тихоходного транспорта

С.П. Рыков^а, А.В. Сницарев, С.Н. Тетерин

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

^аRSP7-8-48@rambler.ru

Статья получена 25.07.2013. принята 15.08.2013

Одним из возможных направлений в решении проблемы утилизации шин является повторное использование выведенных из эксплуатации дефектных автомобильных и прочих покрышек путем разработки упругих полимерных элементов, монтируемых внутрь покрышки и берущих на себя функции сжатого воздуха. Естественно, что колеса, созданные на базе некондиционных покрышек с дискретно расположенными упругими элементами, могут использоваться только на тихоходном транспорте, где неуравновешенность колеса, повышенное сопротивление качению и неравномерность упругих свойств шины не имеют большого значения в динамической нагруженности и топливной экономичности транспортного средства. Разработана новая конструкция колеса, позволяющая изменять его жесткость в процессе эксплуатации за счет регулирования положения упругих элементов. В качестве упругих элементов взяты незамкнутые кольца прямоугольной формы в сечении, изготовленные из эластичного полиуретана, равномерно размещенные по периметру покрышки и зафиксированные на ободке с возможностью разведения их ветвей на заданный угол относительно друг друга. На основании выполненных расчетов были изготовлены упругие элементы (кольца) с размерами сечений 30x40 мм и наружным диаметром 180 мм в количестве 24 штук. Кольца устанавливались в покрышку изношенной на 90 % шины Dunlop 235/75 R15. Анализ результатов обработки характеристик жесткости показал, что колесо обладает достаточной несущей способностью, а силовая неоднородность по периметру не превышает 9 %. Соответственно, поглощающая способность колеса (неупругое сопротивление деформации покрышки с упругими элементами) уменьшается примерно на ту же величину.

Ключевые слова: утилизация шин, колесный движитель, упругий элемент, расчет, эксперимент.

Design, calculation and test results of the wheeled running gear for slow moving vehicles

S.P. Rykov^a, A.V. Snitsarev, S.N. Teterin

Bratsk State University, 40 Makarenko st., Bratsk, Russia

^aRSP7-8-48@rambler.ru

Received 25.07.2013, accepted 15.08.2013

One of the possible trends in solving the problem of tires disposal is the re-use of the taken out of service defective automobile and other types of tires through the development of elastic polymeric elements mounted inside the tires and acting as compressed air. It is naturally that the wheels developed on the basis of sub-standard tires with discretely located elastic elements can only be used for slow moving vehicles where wheel unbalance, increased rolling resistance and unevenness of the tires elastic properties are not so important for the dynamic loading and fuel efficiency of the vehicle. A new wheel design, which allows changing its rigidity in the process of operation by adjusting the elastic elements position, has been developed. The rectangular in cross-section non-closed rings have been selected as elastic elements. They are made from elastic polyurethane, uniformly placed along the tire's perimeter and fixed on the rim with the possibility of branching at a given angle relative to each other. Based on the calculations, the elastic elements (rings) have been made, their cross-sections being 30x40 mm, external diameter being 180 mm and 24 pieces in number. The rings were installed in the 90% worn Dunlop 235/75 R15 tire. The analysis of the processing results of rigidity characteristics has demonstrated that the wheel has sufficient load-bearing capacity, and the force heterogeneity along the perimeter of the wheel does not exceed 9%. Accordingly, the wheel absorptive capacity (inelastic deformation resistance of tires with elastic elements) decreases by about the same amount.

Keywords: tires disposal, wheeled running gear, elastic element, calculation, experiment.

Быстрый рост автомобильного парка в России за последнее десятилетие привел к необходимости решать насущную проблему утилизации выведенных из эксплуатации покрышек, т. к. промедление может привести к значительным экономическим и экологическим потерям.

Одним из возможных направлений в решении указанной проблемы является повторное использование не утилизированных дефектных автомобильных и прочих

покрышек путем разработки упругих полимерных элементов, монтируемых внутрь покрышки и берущих на себя функции сжатого воздуха. Естественно, что колеса, созданные на базе некондиционных покрышек с дискретно расположенными упругими элементами, могут использоваться только на тихоходном транспорте, где неуравновешенность колеса, повышенное сопротивление качению и неравномерность упругих свойств шины не имеют большого значения в динами-

ческой нагруженности и топливной экономичности транспортного средства.

Патентный поиск показывает, что имеются разнообразные конструктивные решения подобных упругих элементов, как, например, полимерная спираль, упругие шары разного диаметра, металлические спиральные пружины, собранные одна в другой. Но ни одна из этих конструкций не предусматривает возможность регулирования жесткости упругого элемента, а, следовательно, шины и колеса в целом в процессе эксплуатации транспортного средства. Более того, для большинства рассмотренных элементов возникают большие сложности в расчетной оценке их конструктивных параметров на стадии проектирования для конкретного колесного движителя.

Поэтому на кафедре автомобильного транспорта БрГУ была разработана новая конструкция колеса, позволяющая изменять его жесткость в процессе эксплуатации за счет регулирования положения упругих элементов. Изделие получило название «колесо с внутренней полимерной пружиной» [1, 2]. В качестве упругих элементов взяты незамкнутые кольца прямоугольной формы в сечении, изготовленные из эластичного полиуретана, равномерно размещенные по периметру покрышки и зафиксированные на ободе с возможностью разведения их ветвей на заданный угол относительно друг друга.

Конструкция колеса поясняется рис. 1.

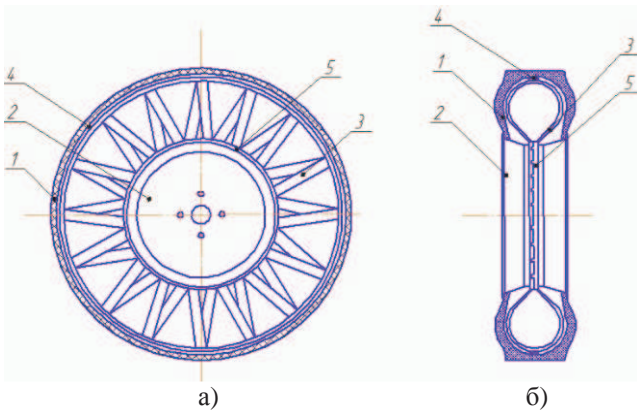


Рис. 1. Колесо с внутренней полимерной пружиной: а) вид в продольном разрезе; б) вид в поперечном разрезе

Колесо состоит из покрышки 1 (можно с изношенным протектором, пробитой боковиной и другими дефектами), металлического диска 2 (можно бывшего в эксплуатации, с небольшими повреждениями) и упругих элементов 3. Внутри покрышки 1, смонтированной на диске 2 колеса, размещаются кольцеобразные полимерные пружины (кольца) 3, количество которых и размеры поперечного сечения достаточны для обеспечения несущей способности колесного движителя конкретного транспортного средства. В экваториальном сечении внутри покрышки и на ободе колеса установлены полимерные ленты 4 и 5, предназначенные для фиксации колец 3 в определенном сечении по периметру покрышки. Кроме того, ленты 5, размещенные на ободе колеса, могут смещаться относительно друг друга на некоторый угол, что позволяет развести ветви

колец в разные стороны и тем самым изменить их жесткость и, следовательно, жесткость колеса.

Для обоснования размеров сечения упругих элементов и их количества для колеса конкретного транспортного средства выполнены расчетные исследования. В качестве расчетной схемы было принято тонкое кольцо, в плоскости которого лежит одна из главных осей сечения и действует внешняя нагрузка. Замкнутое кольцо при действии произвольной нагрузки является статически неопределимым. Для получения статически определимой системы кольцо разрежем в некотором сечении $\theta = 0$, а возникающие силовые факторы обозначим X_1 – растягивающая (сжимающая) сила, X_2 – перерезывающая сила, X_3 – изгибающий момент.

Пренебрегая влиянием нормальных и перерезывающих сил на деформацию кольца, можно записать обобщенное перемещение с помощью интеграла Мора:

$$\delta = \int \frac{M_p M_1}{EJ} ds, \quad (1)$$

где M_p – изгибающий момент в сечении кольца от действия внешних нагрузок; M_1 – изгибающий момент в сечении кольца от единичной нагрузки; EJ – жесткость сечения на изгиб.

Из условия равенства нулю относительных перемещений получаем систему канонических уравнений метода сил:

$$\begin{cases} \delta_{11} X_1 + \delta_{12} X_2 + \delta_{13} X_3 + \delta_{1p} = 0 \\ \delta_{21} X_1 + \delta_{22} X_2 + \delta_{23} X_3 + \delta_{2p} = 0 \\ \delta_{31} X_1 + \delta_{32} X_2 + \delta_{33} X_3 + \delta_{3p} = 0 \end{cases}, \quad (2)$$

где δ_{ij} – коэффициенты влияния: $i = 1, 2, 3; j = 1, 2, 3, P$.

Изгибающие моменты в сечении кольца от единичных сил равны:

$$\begin{aligned} M_{1(1)}(\theta) &= 1R(1 - \cos \theta); \\ M_{1(2)}(\theta) &= 1R \sin \theta; \\ M_{1(3)}(\theta) &= 1; \end{aligned}, \quad (3)$$

где R – радиус кольца, θ – угол положения сечения.

Подставляя уравнения (3) в интеграл (1), при условии постоянства размеров сечений кольца, определяем коэффициенты влияния δ_{ij} . Затем из уравнений системы (2) определяем единичные усилия X_i .

Тогда для симметричного нагружения кольца:

$$M(\theta) = M_p(\theta) - \frac{\cos \theta}{\pi} \int_0^\pi M_p(\theta) \cos \theta d\theta - \frac{1}{\pi} \int_0^\pi M_p(\theta) d\theta; \quad (4)$$

Согласно конструкции колеса (рис. 1) возможно рассмотрение двух случаев внешнего нагружения кольца (упругого элемента). Это нагружение сосредоточенной силой (рис. 2 а) и распределенной силой (рис. 2 б).

Для схемы нагружения 2 а:

$$M_p(\theta) = -\frac{PR}{2} \sin \theta;$$

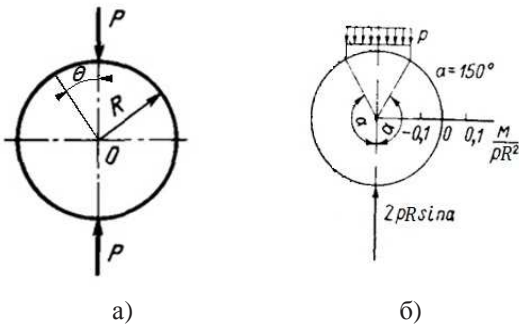


Рис. 2. Схемы нагружения кольца (упругого элемента): а) сосредоточенной силой P; б) распределенной силой p.

Тогда из равенства (4) следует:

$$M(\theta) = PR\left(\frac{1}{\pi} - \frac{1}{2} \sin \theta\right);$$

При $\theta = 0$ имеем:

$$M(0) = \frac{1}{\pi} PR; \tag{5}$$

при $\theta = \pi/2$:

$$M\left(\frac{\pi}{2}\right) = \left(\frac{1}{\pi} - \frac{1}{2}\right)PR; \tag{6}$$

Для схемы нагружения 2 б имеем: при $\theta = 0$:

$$M(0) = \frac{1}{\pi} PR; \tag{7}$$

при $0 \leq \theta \leq \pi$:

$$M(\theta) = M(0) - pR^2 \left[\sin \alpha \cos \alpha - \frac{\sin^3 \alpha}{3\pi} (1 - \cos \theta) \right] \tag{8}$$

при $\alpha \leq \theta \leq \pi$

$$M(\theta) = M(0) + pR^2 \left[\frac{\sin^3 \alpha}{3\pi} (1 - \cos \theta) - \frac{1}{2(\sin^2 \alpha + \sin^3 \theta)} \right] \tag{9}$$

Эпюры моментов для обоих случаев нагружения кольца приведены на рис. 3.

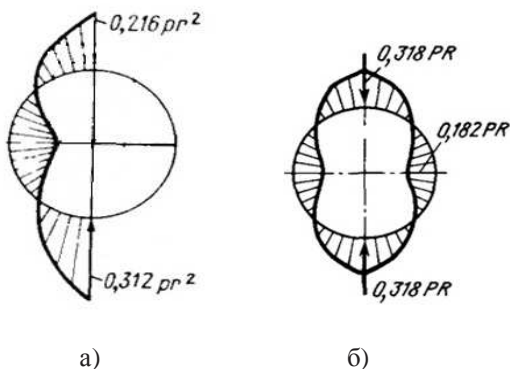


Рис. 3. Эпюры изгибающих моментов, действующих на кольцо (упругий элемент): а) для сосредоточенного нагружения; б) для распределенного нагружения

Количество упругих элементов, устанавливаемых внутри покрышки для обеспечения несущей способности колеса, определяется из условия, что в зоне контакта шины с опорной поверхностью находится не менее трех колец (рис. 4). Данное условие выполняется, если расстояние между кольцами в зоне контакта будет равно $L_k/4$, при этом длина пятна контакта L_k не должна превышать четверти диаметра колеса.

Т. е.
$$L_k = 0,25d_k = 0,5r_k = 2r_k \sin \frac{\gamma}{2}$$

Отсюда можно вычислить угол охвата. Он равен $\gamma \approx 28^\circ$.

На рис. 4 в зоне контакта формально расположено пять упругих элементов, но при этом крайние кольца не деформируются и нагрузку не воспринимают. При вращении колеса могут одновременно нагружаться и четыре упругих элемента, однако изображенный случай является предельным по нагружению центрального кольца.

При медленном вращении колеса силами инерции и силой сопротивления качению можно пренебречь. Тогда уравнение равновесия покрышки с упругими элементами запишется в виде:

$$P_z = R_{z0} + \sum_{i=1}^3 R_{zi}, \tag{10}$$

где R_{z0} – нормальная проекция от взаимодействия с опорой только покрышки; R_{zi} – нормальная реакция от взаимодействия с опорой i-го упругого элемента.

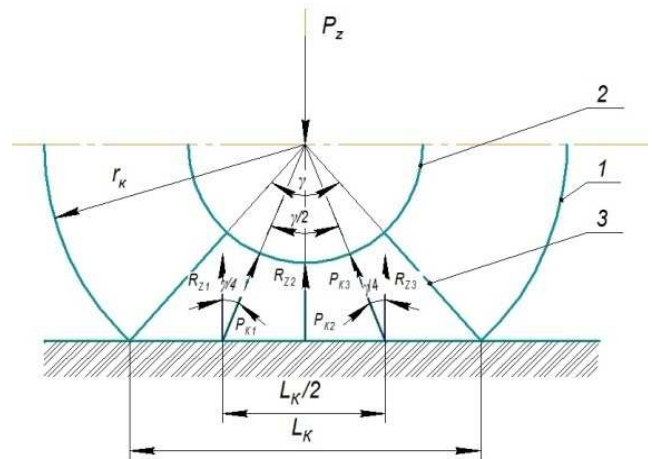


Рис. 4. Схема взаимодействия упругих элементов с опорной поверхностью дороги: P_z – нагрузка на колесе; r_k – радиус качения колеса; L_k – длина пятна контакта с дорогой; γ – угол охвата контакта; R_{zi} – нормальная реакция от взаимодействия с опорой i-го упругого элемента; P_{ki} – нагрузка в плоскости i-го кольца; 1 – покрышка; 2 – диск; 3 – упругий элемент (кольцо)

В первом приближении можно принять $R_{z0} = 0,2 P_z$, а также $R_{z1} = R_{z3}$. Будем считать нагруженность упругих элементов (колец) пропорциональной их деформации.

Деформация центрального кольца равна:

$$\Delta_2 = r_k (1 - \cos \gamma/2), \tag{11}$$

а деформация колец 1 и 3:

$$\Delta_2 = r_k \left(1 - \frac{\cos \gamma/2}{\cos \gamma/4}\right). \quad (12)$$

Тогда нагруженность колец 1 и 3 будет составлять от нагруженности центрального кольца величину, пропорциональную отношению деформаций (12) и (11):

$$P_{\kappa 1} = P_{\kappa 3} = P_{\kappa 2} \cdot \frac{1 - \frac{\cos \gamma/2}{\cos \gamma/4}}{1 - \cos \gamma/2}. \quad (13)$$

Следовательно, уравнение (10) можно записать в виде:

$$P_z = 0,2P_z + P_{\kappa 2} + 2P_{\kappa 2} \frac{1 - \frac{\cos \gamma/2}{\cos \gamma/4}}{1 - \cos \gamma/2} \cdot \frac{1}{\cos \gamma/4}.$$

Отсюда:

$$P_{\kappa 2} = \frac{0,8}{1 + 2 \frac{1 - \frac{\cos \gamma/2}{\cos \gamma/4}}{1 - \cos \gamma/2} \cdot \frac{1}{\cos \gamma/4}} P_z. \quad (14)$$

Если, например, установить разработанное колесо на вилочный погрузчик с осевой нагрузкой в 14кН, то на одно колесо придется 7кН, т. е. $P_z = 7кН$.

Подставив в уравнение (14) значение γ и P_z , получим $P_{\kappa 2} = 2,2кН$.

В качестве опытного образца взята покрышка шины Dunlop 235/75 R15, внутренние размеры которой позволяют установить кольца с радиусом наружной окружности $R = 90$ мм.

Воспользовавшись выражением (5) для изгибающего момента в сечении кольца ($\theta = 0$) и подставляя в него значения P_k и R , получим $M_{ик} = 63$ Нм.

Условие прочности на изгиб:

$$\sigma_u = \frac{M_{ик}}{W_{oc}} \leq [\sigma_u], \quad (15)$$

где W_{oc} – осевой момент сопротивления. Для прямо-

угольного сечения $W_{oc} = \frac{bh^2}{6}$ (h – высота сечения, b –

ширина сечения); $[\sigma_u]$ – допустимое значение нормального напряжения. Для полиуретана марки СКУ-100 можно принять $[\sigma_u] = 7,5$ МПа.

Принимая ширину кольца $b = 30$ мм (для удобства монтажа в диске), вычисляем значение высоты сечения:

$$h = \sqrt{\frac{6M_{ик}}{b[\sigma_u]}} = 0,04 м.$$

На основании выполненных расчетов были изготовлены упругие элементы (кольца) с размерами сечений 30x40 мм, наружным диаметром 180 мм, в количестве 24 штук. Кольца устанавливались в покрышку и фиксировались равномерно по ее периметру без разведения ветвей; покрышка монтировалась на диск колеса.

Испытаниям подвергались как отдельно упругие элементы с целью выявления реальных жесткостных свойств, так и колесо в сборе для оценки его несущей способности, коэффициента нормальной жесткости и неупругого сопротивления.

Все эксперименты проводились на стендах кафедры АТ БрГУ: упругие элементы – на модернизированном стенде для испытания упругих элементов подвески, колесо в сборе – на шинном стенде комплексного нагружения [5]. Измерительный комплекс включал: образцовый динамометр сжатия, датчики сил и перемещений, аналого-цифровой преобразователь и компьютер. В качестве первичной экспериментальной информации строились характеристики нормальной жесткости, обработка которых позволила численно оценить заявляемые свойства колец и нового колесного двигателя.

Результаты экспериментальных исследований представлены на диаграммах рис. 5...9. Обработка характеристик жесткости колец (рис. 5), вмонтированных в сегмент покрышки для приближения к реальным условиям нагружения, показала, что увеличение угла развода ветвей кольца приводит к возрастанию его коэффициента жесткости. Причем эта закономерность носит линейный характер (рис. 6).

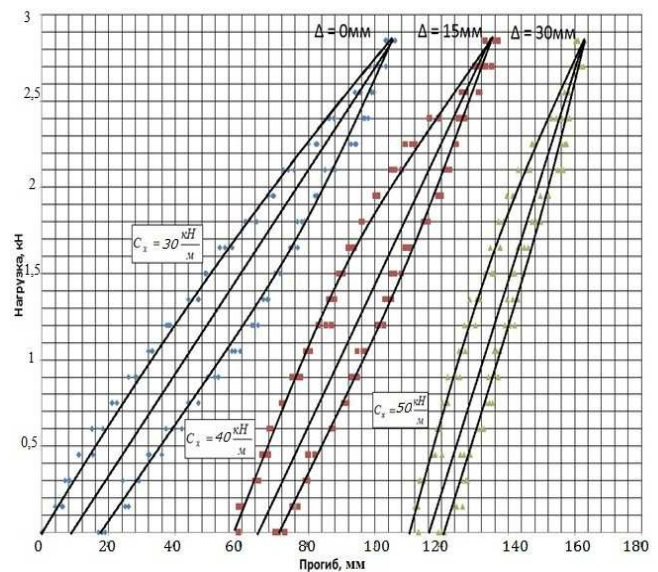


Рис. 5. Характеристики жесткости кольца, вмонтированного в сегмент покрышки, для различных углов развода ветвей: Δ – величина развода, мм

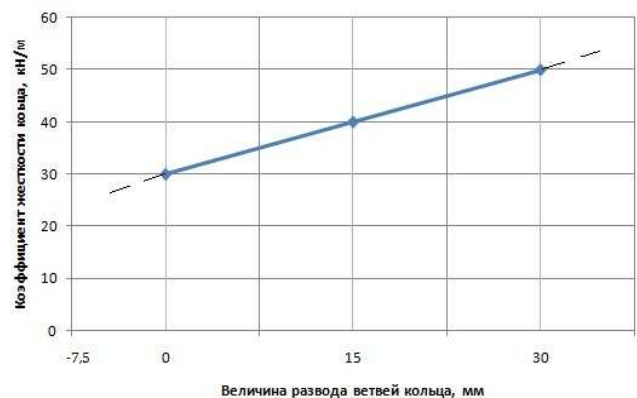


Рис. 6. Изменение жесткости кольца, вмонтированного в сегмент покрышки, для различных углов развода ветвей

Характеристики нормальной жесткости нового колесного движителя при обжатии в квазистатическом режиме нагружения и с различным числом колец в зоне контакта представлены на рис. 7 и 8.

Обжатие колеса осуществлялось от номинальной нагрузки, равной 4 кН; количество характеристик, строящихся с уменьшающимися размахами нагрузки, принималось 7...10 для обеспечения статистической достоверности результатов. Анализ результатов обработки характеристик жесткости показал, что, во-первых, колесо обладает достаточной несущей способностью даже при восприятии нагрузки в зоне контакта двумя упругими полимерными элементами с сечением 30x40 мм.

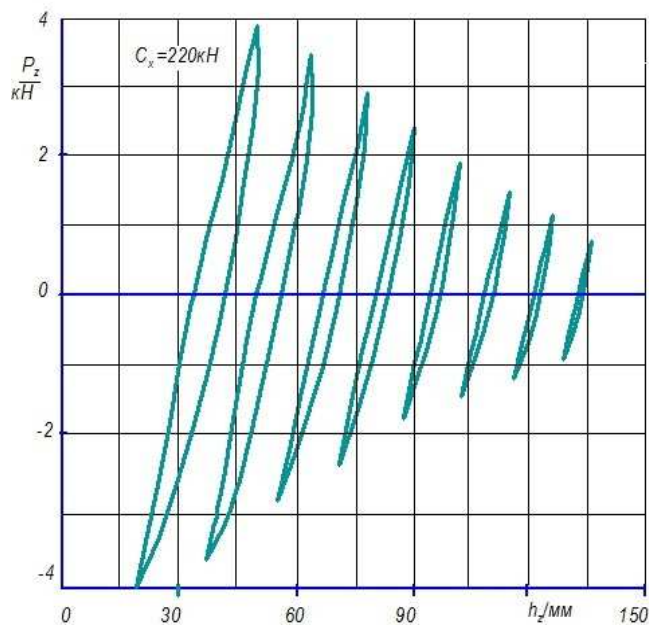


Рис. 7. Диаграмма с экспериментальными характеристиками жесткости нового колесного движителя в случае нахождения в зоне контакта двух колец

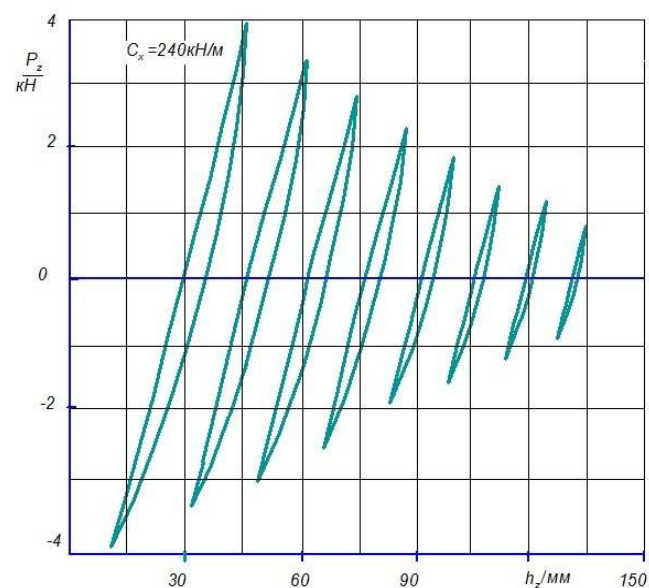


Рис. 8. Диаграмма с экспериментальными характеристиками жесткости нового колесного движителя в случае нахождения в зоне контакта трех колец

Во-вторых, при увеличении количества колец в зоне контакта с двух до трех жесткость колеса увеличивается с $C_z = 220$ кН/м до $C_z = 240$ кН/м, т. е. на 9 %. Соответственно, поглощающая способность колеса (неупругое сопротивление деформации покрышки с упругими элементами) уменьшается примерно на ту же величину.

Можно предположить, что такая неравномерность жесткостных свойств по периметру колеса не приведет к значительным динамическим нагрузкам на несущую конструкцию транспортного средства, если оно эксплуатируется с малыми скоростями движения. Тем не менее, это утверждение требует экспериментальной проверки в ходовых испытаниях конкретного транспортного средства, оснащенного колесами с внутренними полимерными элементами.

В ранее выполненных исследованиях автомобильных пневматических шин [6, 7, 8] было доказано, что оценка их поглощающей способности может осуществляться моделированием характеристик жесткости уравнением эллипса и степенной функции, т. е.:

$$F = F_a \sqrt{1 - \left(\frac{h_z}{h_{za}}\right)^2} \operatorname{sign} \dot{h}_z, \quad F_a = H_u h_{za}^n, \quad (16)$$

где F , F_a – текущее и амплитудное значения силы неупругого сопротивления в шине; h_z , h_{za} – текущее и амплитудное значения прогиба шины; H_u , n – параметры модели, характеризующие степень проявления поглощающих свойств шины. Причем для пневматических шин величина показателя степени n лежит в пределах $0,4 \leq n \leq 0,6$.

Данная модель (16), получившая название «эллиптическо-степенная модель (ЭСМ)», оказалась вполне работоспособной и при описании неупругого сопротивления в листовых рессорах, резиновых виброизоляторах и гидравлических амортизаторах. Характерно, что коэффициент n всегда имел значение меньше единицы и определялся степенью сближения реальных процессов трения в элементах подвески и виброзащиты к идеальным случаям сухого или вязкостного трения.

Поэтому, естественно, эллиптическо-степенная модель была использована и при оценке поглощающей способности (неупругого сопротивления) нового колесного движителя, в котором сжатый воздух замещен упругими полимерными кольцами, а шина имела 90-процентный износ протектора.

Результаты обработки характеристик жесткости согласно модели (16) представлены на рис. 9 в виде зависимостей $F_a(h_{za})$, а их анализ дает основание утверждать, что ЭС модель вполне адекватно описывает как сами характеристики жесткости нового колесного движителя, так и взаимосвязь амплитудных значений силы неупругого сопротивления с прогибом шины. Но, в отличие от пневматической шины (кривая 1), показатель степени n для безвоздушного колеса больше единицы (кривые 2 и 3), поскольку большая часть потерь на трение проявляется при деформировании полимерных колец.

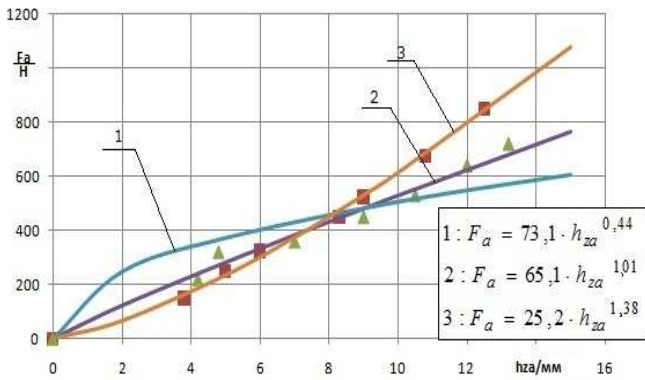


Рис. 9. Зависимости амплитудных значений силы неупругого сопротивления от прогиба шины: 1 – пневматическая шина Dunlop 235/75 R15; 2 – изношенная шина Dunlop 235/75 R15 с тремя полимерными кольцами в контакте; 3 – та же шина с двумя полимерными кольцами в контакте

Таким образом, новая конструкция колесного движителя для тихоходного транспорта, параметры которой обоснованы расчетом и подтверждены экспериментом, является вполне работоспособной и позволяет решить часть проблемы утилизации выведенных из эксплуатации и некондиционных покрышек путем их повторного использования с установкой внутрь полимерных упругих элементов.

Литература

1. Рыков С.П., Хозяшев И.А., Тетерин С.Н., Сницарев А.В. Колесо с внутренней полимерной пружиной: заявка на пат. Рос. Федерации. № 2012129401/20.
2. Рыков С.П., Хозяшев И.А., Тетерин С.Н., Сницарев А.В. Бескамерное колесо с элементами поддрессоривания: Заявка на пат. № 2012129400/20.
3. Рыков С.П., Сапега М.В. Колесо повышенного демпфирования: пат. № 2190539 Рос. Федерации; заявл.1.09.2000; опубл. 10.10.2002. Бюл. № 28. 6 с.

4. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин: справочник 4-е изд., доп. и перераб. М.: Машиностроение, 1993. С. 640.
5. Рыков С.П. Экспериментальные исследования поглощающей и сглаживающей способности пневматических шин: испытательный комплекс, методики проведения экспериментов и обработки результатов: моногр. Братск: БрГТУ, 2004. С. 322.
6. Рыков С.П. Моделирование и оценка поглощающей и сглаживающей способности пневматической шины в расчетах подвески, плавности хода и поддрессоривания автомобиля: моногр. Братск: БрГТУ, 2004. С. 124.
7. Рыков С.П. Разработка методов оценки поглощающей и сглаживающей способности пневматических шин при расчетах колебаний автомобиля: дис. ... канд. техн. наук. М., 2000. С. 318.
8. Рыков С.П. Методы моделирования и оценки поглощающей и сглаживающей способности пневматических шин в расчетах подвески и колебаний колесных машин: дис. ... д-ра техн. наук. М., 2005. С. 430.

References

1. Rykov S.P., Khozyashev I.A., Snitsarev A.V., Teterin S.N. A wheel with internal polymer spring: zayavka na pat. Ros. Federatsii. № 2012129401/20.
2. Rykov S.P., Khozyashev I.A., Snitsarev A.V., Teterin S.N. An airless wheel with cushioning elements: zayavka na pat. № 2012129400/20.
3. Rykov S.P., Saepaga M.V. A high damping wheel: pat. № 2190539 Ros. Federatsiya. zayavl. 1.09.2000; opubl. 10.10.2002. Bul. № 28. 6 p.
4. Birger I.A., Shorr B.F., Iosilevich G.B. Stress analysis of machine parts: a reference-book. M.: Mashinostroeniye, 1993. 640 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. 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.
7. 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.
8. 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.