Записки Ленинградского горного института им.Г.В.Плеханова.
Т. 126. Л., 1991

УДК 629.11.012.5

СТЕНД ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ШИН

В.Ю.КОПТЕВ

Для повышения эффективности применения большегрузного карьерного автотранспорта большое значение имеет совершенствование конструкции и увеличение срока службы крупногабаритных шин (СКГШ). С этой целью в исследованиях работы пневматических шин применяются барабанные стенды, где цилиндрическая поверхность барабана имитирует дорогу, с которой контактирует шина. Деформации и напряженное состояние катящейся по барабану шины отличаются от деформаций и напряженного состояния шины, катящейся по плоской опорной поверхности. Вследствие нелинейности многих выходных характеристик шины результаты измерений будут отличаться для различных нагрузочных режимов, типоразмера и конструкций шин, скоростей качения, соотношения радиуса шины и барабана [1-3].

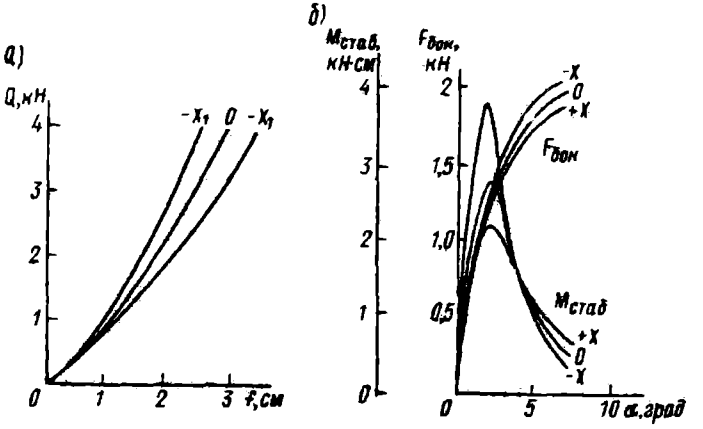


Рис.1. Влияние кривизны опорной поверхности на характеристики шины: а - нагрузочные характеристики радиального обжатия шины; б - зависимость боковой силы и стабилизирующего момента от угла увода шины, полученной на плоской опорной поверхности (0) и полученных на внутренней и наружной поверхностях барабана ($+\varkappa$ и $-\varkappa$)

Аналитические зависимости, необходимые для пересчета выходных характеристик шин, полученных на барабанном стенде, в характеристики шины, катящейся по плоскости, получить достаточно сложно [4]. Поэтому желательно универсальный метод, позволяющий упростить подобные пересчеты.

Из рассмотрения экспериментальных данных [4] (рис.I,а) следует, что характеристика нормальной деформации обкатой на плоскость шины (кривая 0) находится между характеристиками, полученными на наружной и внутренней опорной поверхности барабана (кривые $+\varkappa$ и $-\varkappa$). Кривая для плоскости расположена приблизительно посередине между кривыми, полученными для барабана. Такой же вывод можно сделать, рассматривая графическую зависимость боковой силы и стабилизирующего момента от угла увода шины (рис.I,б).

Можно предположить, что отдельные характеристики шины, катящейся по плоской опорной поверхности, близки к полусумме характеристик шины, замеренных на стендах с одним радиусом барабана, но имеющим различный знак кривизны. Такие характеристики могут быть замерены на стенде предлагаемой конструкции (рис.2), который обеспечивает качение двух одинаковых шин одновременно по внутренней и наружной цилиндрическим поверхностям барабана. Конструкция стенда позволяет производить в различных режимах их качение с одинаковыми скоростями и углами установки относительно барабана. Одинаковое усилие прижатия колес к барабану осуществляется винтовым устройством.

В качестве примера определим и сравним величины сил сопротивления качения шины в ведомом режиме, определенные на барабанном стенде с наружной опорной поверхностью, на плоской опорной поверхности и на стенде (рис.3). Трение в подшипниках стенда не учитываем.

Зависимость силы сопротивления качению колеса с шиной 3 (рис.3) по барабану в ведомом режиме (при отсутствии колеса с шиной 2) [2]:

$$P_f = P_x\left(1+\frac{r}{R}\right), \qquad (I)$$

где P_x – окружная сила; r – радиус качения шины; R – радиус барабана.

Для случая качения шины по плоской опорной поверхности при $R\to\infty$, $r/R=0$ сила сопротивления качению (из условий качения без скольжения)

$$P_{f_{пл}} = P_x. \qquad (2)$$

При качении по внутренней цилиндрической поверхности необходимо записать величины, относящиеся к барабану, с противоположным знаком. Таким образом, для качения по цилиндрическим поверхностям одинакового радиуса справедливым будет:

$$P_{f_1} = P_x\left(1+\frac{r}{R}\right), \qquad (3)$$

$$P_{f_2} = P_x\left(1-\frac{r}{R}\right), \qquad (4)$$

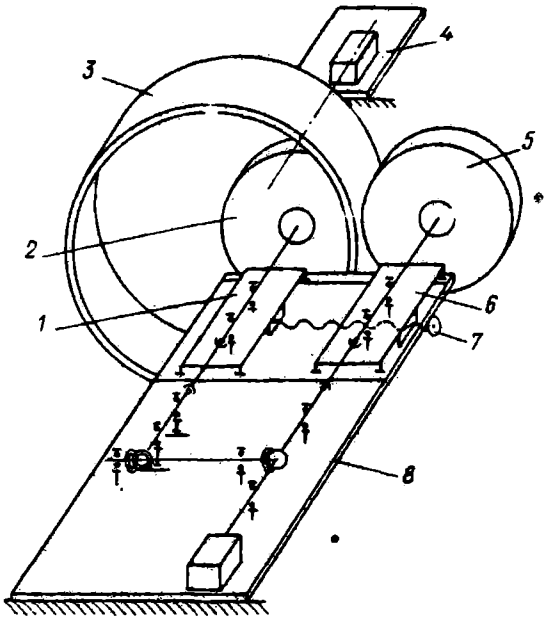


Рис.2. Схема стенда для определения эксплуатационных характеристик шин
1 и 6 – подвижные площадки, на которых в подшипниковых опорах установлены оси колес; 3 – барабан; 4 – привод барабана; 2 и 5 – колеса с исследуемыми пневматическими шинами; 7 – винтовое нагружающее устройство; 8 – рама стенда с приводом и трансмиссией колес

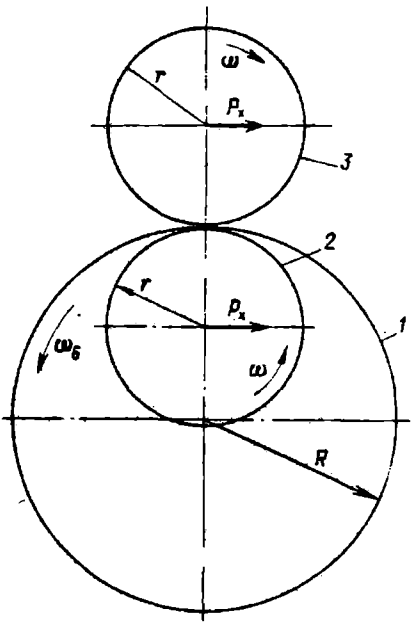


Рис.3. Расчетная схема к определению силы сопротивления качению в ведомом режиме
1 – барабан; 2 и 3 – колеса с пневматическими шинами, к которым соответственно с внутренней и наружной цилиндрическими поверхностями барабана

где P_{f_1} и P_{f_2} – сопротивления качению шины по внешней и внутренней цилиндрическим поверхностям при одинаковых условиях качения.

Сложив уравнения (3) и (4) и учитывая уравнение (2), можно получить величину, определяемую по результатам испытаний на стенде предложенной конструкции

$$z = P = \frac{P_{f_1} + P_{f_2}}{2} = P_{f_{пл}} \qquad (5)$$

Уравнение (5) показывает, что сила сопротивления качению для плоской опорной поверхности для указанных выше условий испытаний равна величине z, вычисленной как полусумма сопротивлений качению шины по внешней и внутренней опорным поверхностям. Необходимо отметить, что такой способ получения результатов не зависит от радиуса барабана, что видно из уравнения (5).

Стенд, показанный на рис.1, позволяет определять величину z. Однако у стенда предложенной конструкции величины радиусов отличаются на величину толщины барабана Δ, т.е.

$$R_1 - \Delta = R_2, \qquad (6)$$

где R_1 и R_2 – соответственно радиус наружной и внутренней цилиндрической поверхности.

Тогда для определения силы сопротивления качению:

$$P_{f_1} + P_{f_2} = P_z\left(1 + \frac{r}{R_1}\right) + P_z\left(1 - \frac{r}{R_2 - \Delta}\right) = P_z\left(2 + \frac{r(-\Delta)}{R_1(R_1 - \Delta)}\right). \qquad (7)$$

Оценим погрешности испытаний для барабанного стенда с наружной опорной поверхностью и стенда предложенной конструкции. Сравнивая результаты испытаний для барабанного стенда с наружной поверхностью и результаты качения на плоскости, можно вычислить абсолютную погрешность, вызванную кривизной цилиндрической поверхности барабана,

$$\delta_{нар} = P_{f_1} - P_{f_{пл}} = P_z \frac{r}{R_1} \qquad (8)$$

Абсолютная погрешность результатов, полученных на стенде, по сравнению с качением по плоской опорной поверхности:

$$\delta_{ст} = z - P_{f_{пл}} = \frac{P_{f_1} + P_{f_2}}{2} - P_{f_{пл}} = \frac{P_z}{2} \frac{r}{R_1} \frac{-\Delta}{R_1 - \Delta}. \qquad (9)$$

Таким образом, из уравнений (8) и (9) видно, что погрешности барабанного стенда по абсолютной величине будут больше (для $R \gg \Delta$), чем на стенде предлагаемой конструкции.

В качестве примера сравнения погрешностей примем: r = 0,3 м; R = = 0,5 м; Δ = 0,01 м;

$$\delta_{нар} = 0{,}3/1{,}0 = 0{,}3 \text{ или } 30\ \%;$$

$$\delta_{нар} = \frac{0{,}3}{2 \cdot 1{,}0} \quad \frac{0{,}01}{1{,}0 - 0{,}01} \approx 0{,}003 \text{ или } 0{,}3\ \%.$$

Как видно из приведенного примера сравнения погрешностей, вызванных кривизной барабана, при определении силы сопротивления качению колеса с пневматической шиной погрешность на стенде предложенной конструкции будет значительно меньше, чем на применяющихся в настоящее время барабанных стендах. Однако это можно утверждать только для характеристик, монотонно изменяющихся при изменении радиуса барабана, таких как сила сопротивления качению, жесткостных, скоростных.

Стенд предложенной конструкции имеет преимущества, которые выражаются в упрощении конструкций стенда, поскольку барабан воспринимает снимающее усилие со стороны колес с пневматическими шинами, которые не передаются на раму, и поддерживающие барабан узлы. Особенно это важно для испы-

ваний крупногабаритных шин, которыми оборудуются карьерные автомобили – самосвалы и подземные пневмоколесные транспортные машины, у которых величина нормальной нагрузки достигает 600 кН. С учетом того, что рекомендуемое соотношение диаметра барабана существующих стендов и испытуемого колеса составляет 1,5–2,5, новый стенд позволит производить исследование колес с диаметром шин, приблизительно равным диаметру барабана.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Анкутдинов Д.Т. Шахтные пневмоколесные самоходные машины. М.: Недра, 1984.

2. Бухин Б.Л. Введение в механику пневматических шин. М.: Химия, 1988.

3. Гудилин И.Д., Литвинов А.С., Гудилина М.Д. Особенности определения выходных характеристик шин на стендах с беговыми барабанами. // Изв. вузов. Машиностроение. 1985. № 8.

4. Мухин О.Н. Механика пневматических шин. М.: НИИШП, 1976.