

УДК 625.032.821

## ОЦЕНКА РАДИУСА КАЧЕНИЯ ВЕДУЩИХ КОЛЕС ПО ПАРАМЕТРАМ РАЗГОНА АВТОМОБИЛЯ

**В.П. Волков,** доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой Харьковского национального автомобильно-дорожного университета (ХНАДУ)

**Э.Х. Рабинович,** кандидат технических наук, доцент ХНАДУ, г. Харьков

**И.М. Баранник,** кандидат технических наук, доцент ХНАДУ, г. Харьков

**В.В. Митасов,** магистр ХНАДУ, г. Харьков



В.П. Волков



Э.Х. Рабинович



И.М. Баранник



В.В. Митасов

*Показана возможность оценки радиуса качения ведущих колес по показаниям спидометра и тахометра, а также по ускорениям разгона и выбега. Расчеты показали, что коэффициент тангенциальной эластичности современных шин на порядок меньше значений, приводимых в литературе.*

*The estimability of driving wheels rolling radius on speedometer and tachometer, also by car acceleration and deceleration is demonstrated. The calculations have shown that coefficient of tangential elasticity of modern tires is one order less than that in the literature.*

### Введение

В расчетах движения автомобиля одним из ключевых параметров является радиус качения ведущих колес. В теоретических задачах его можно принимать по стандарту ГОСТ 20993-75 [1], согласно которому изготавливается большинство шин в странах СНГ. Для современных зарубежных шин статический и динамический радиус можно находить с помощью шинного калькулятора TRC calculator фирмы “Volkswagen” [2].

Когда же требуются более точные значения, например, при сопоставлении экспериментальных и теоретических данных, приходится учитывать изменения радиуса в зависимости от конкретных условий задачи: “При построении тяговой и мощностной характеристик ... скорость автомобиля следует рассчитывать по радиусу качения колеса,

изменяющемуся в зависимости от силы тяги. Расчет ... по постоянному радиусу ... в ведомом режиме приводит к смещению силы тяги по скорости: на I передаче на 7,5, на IV – на 1,4 %” (для ВАЗ-2103) [3]. То же относится и к вычислению крутящих моментов на колесе и коленчатом валу.

### Анализ публикаций

Традиционно радиус качения ведущего колеса вычисляют по общеизвестной формуле акад. Е.А. Чудакова

$$r_k = r_{ko} - \lambda P_{ko} = r_{ko} - \lambda_m M_k, \quad (1)$$

где  $r_{ko}$  – радиус качения колеса при отсутствии окружающей силы  $P_{ko}$  или момента  $M_k$ , приложенного к колесу;  $\lambda, \lambda_m$  – коэффициент тангенциальной эластичности шины, представляющий собой изменение радиуса качения колеса, соответствующее изменению полной окружной силы  $P_{ko}$  или момента  $M_k$  соответственно [4].

Можно считать, что до наступления полного скольжения

$$P_{ko} = P_p + \Sigma P_c = a \cdot m_{ac} + j \cdot m_{dc}, \quad (2)$$

где  $P_{ko}$  – суммарная сила тяги на всех ведущих колесах, Н;  $P_p$  – резерв тяги, то есть часть силы тяги, расходуемая на разгон автомобиля, Н;  $\Sigma P_c$  – сумма статических сопротивлений движению автомобиля, Н;  $a$  – ускорение автомобиля при разгоне, м/с<sup>2</sup>;  $j$  – замедление автомобиля при выбега, м/с<sup>2</sup>;  $m_{ac}, m_{dc}$  –

приведенная масса автомобиля при разгоне и выбеге соответственно, кг;

$$m_{dc} = m_a + m_{пр.к.тр.}; m_{ac} = m_{dc} + m_{пр.дв.},$$

где  $m_a$  – масса автомобиля с загрузкой в расчетном случае, кг;  $m_{пр.к.тр.}$  – приведенная к контакту ведущего колеса с дорогой масса колес и трансмиссии, кг;  $m_{пр.дв.}$  – приведенная к контакту ведущего колеса с дорогой масса подвижных частей двигателя, кг.

Приведенная масса рассматриваемой части вычисляется по ее моменту инерции  $J_{пр}$  в кг·м<sup>2</sup>, приведенному к оси ведущего колеса:

$$m_{пр} = J_{пр} / r_k^2.$$

В приложении к задачам дорожной проверки автомобиля предложенная методика имеет важное преимущество: она не использует крутящего момента на коленвале, значение которого неизвестно и является целью проверки, а значения резерва тяги и суммы сопротивлений вычисляются по измеренным при проверке ускорениям замедления и разгона.

В доступных источниках значения  $\lambda$  для конкретных шин не найдены. Диапазон для легковых автомобилей –  $\lambda_m = (15...25) \cdot 10^{-6} \text{ Н}^{-1}$  (то есть м/Н·м) [5]. Близкие значения приводятся и в немногочисленных других источниках.

В то же время методика не свободна от недостатков. Во-первых, считается, что статические сопротивления при разгоне и выбеге одинаковы, а на самом деле при разгоне сопротивление качению ведущих колес больше, чем при выбеге. По данным [3], различие на I передаче достигает 43 %. Оценим влияние этого допущения на примере автомобиля Lada Priora (данные “Авторевю” [5]).

Масса автомобиля 1253 кг. Максимальный крутящий момент двигателя – 145 Н·м. Передаточное число главной передачи  $u_0 = 3,7059$ , I передачи  $u_1 = 3,636$ . Радиус качения справочный 0,281 м. КПД трансмиссии примем 0,92. Максимальный крутящий момент и тяговая сила на двух ведущих колесах

$$M_k = 145 \cdot 3,7059 \cdot 3,636 \cdot 0,92 = 1797,5 \text{ Н·м};$$

$$P_{ко} = 1797,5 / 0,281 = 6396,9 \text{ Н}.$$

Нагрузка на ведущие колеса до 8000 Н. Сила сопротивления качению в установившемся режиме  $P_f = 8000 \cdot 0,0125 = 100 \text{ Н}$ .

При увеличении  $f$  на 43 % в момент разгона добавка пренебрежимо мала: 43 Н или 0,7 % от действующей тяговой силы  $P_{ко}$ .

Второй недостаток – использование справочного значения радиуса при расчете приведенных масс колес, трансмиссии и двигателя. Это затруднение можно обойти, воспользовавшись методом последовательных приближений.

Пусть суммарный момент инерции четырех колес и трансмиссии, приведенный к оси ведущего колеса, – 2,67 кг·м<sup>2</sup>, собственный момент инерции двигателя со сцеплением, приведенный к оси

коленвала, – 0,15 кг·м<sup>2</sup>. При справочном радиусе 0,281 м

$$m_{пр.к.тр.} = 2,67 / 0,281^2 = 33,79 \approx 34 \text{ кг},$$

а приведенная масса двигателя на I передаче

$$m_{пр.дв.} = J_{дв} (u_0 \cdot u_1 / r_k)^2;$$

$$m_{пр.дв.} = 0,15 \cdot (3,7059 \cdot 3,636 / 0,281)^2 = 344,92 \text{ кг}.$$

Примем среднее значение эластичности пары ведущих колес по моменту  $\lambda_m = 0,5 \cdot 20 \cdot 10^{-6} \text{ м/Н·м}$ . Расчетное значение радиуса качения ведущих колес по формуле (2) – 0,27460 м. После нескольких итераций получаем 0,27445. Если считать истинным это значение, то погрешность первого шага окажется пренебрежимо малой:

$$\varepsilon \% = 100 \cdot (0,2746 / 0,27445 - 1) = 0,05 \%$$

### Учет нормальной нагрузки на колесо

В реальности колеса работают не на стенде, а на автомобиле с подвеской и могут перемещаться по вертикали в зависимости от действующей на колесо нагрузки. Нагрузка определяется фактической массой автомобиля и ее распределением по осям, а также перераспределением под действием реактивного момента на опорных частях подвески ведущих колес. Оценим влияние последнего фактора.

Нагрузка на ведущую ось в динамике  $G_{вщ.д}$

$$G_{вщ.д} = G_{вщ.ст} \pm M_k / B, \quad (3)$$

где  $G_{вщ.ст}$  – нагрузка на ведущие колеса в статике, Н;  $B$  – колесная база автомобиля, м.

Знак “+” относится к заднеприводному автомобилю, “–” – к переднеприводному. Таким образом, на заднеприводном автомобиле оба вида воздействия на радиус качения (прямое, через закрутку шины, и косвенное, через перераспределение весовой нагрузки на нее) складываются, а на переднеприводном вычитаются, частично компенсируя друг друга.

С учетом сказанного формула (1) должна принять вид

$$r_k = r_{ко} - P_{ко} \pm \lambda_p \cdot M_k / B = r_{ко} - \lambda_m \cdot M_k \pm \lambda_p \cdot M_k / B.$$

где  $\lambda_p$  – радиальная эластичность пары шин, м/Н.

Здесь, в отличие от формулы (3), к заднеприводному автомобилю относится знак “–”, к переднеприводному – “+”.

Оценим описанное влияние на примере двух автомобилей: переднеприводного Lada Priora и заднеприводного Волга ГАЗ-31105. Исходные данные и расчеты сведены в таблице. Тангенциальная эластичность принята одинаковой для шин обоих автомобилей – средней из указанного диапазона  $\lambda_m = (15...25) \cdot 10^{-6} \text{ Н}^{-1}$ , то есть  $20 \cdot 10^{-6} \text{ Н}^{-1}$ . Радиальная эластичность шин Lada Priora принята по аналогии с шинами КАМА-208 [7], шин Волги – по аналогии с шинами 205/70 SR14 [8]. Расчет радиуса качения выполнен для II и IV передач.

## Расчет радиуса качения передне- и заднеприводного автомобилей

Автомобиль	Lada Priora BA3-2170	Волга ГАЗ-31105
Колесная база	2,492 м	2,8 м
Шины	KAMA EURO 224 185/60R14 82H	Vredestein SnowTrac 2 195/65 R15 91T M+S
Тангенциальная эластичность	0,000020 м/Нм	0,000020 м/Нм
Радиальная эластичность	0,0000044 м/Н	0,0000051 м/Н
Радиус качения в ведомом режиме $r_{ко}$	0,281 м	0,306 м
Приведенная масса автомобиля при выбеге, кг	1253 + 34 = 1287 кг	1602 + 45 = 1647 кг
Замедление при выбеге	0,2 м/с <sup>2</sup>	0,21 м/с <sup>2</sup>
Сумма статических сопротивлений	1287·0,2 = 257,4 Н	1647·0,21 = 345,9 Н
<i>II передача</i>		
Приведенная масса двигателя	0,15·(3,7059·1,95/0,281) <sup>2</sup> = 99,2 кг	0,45·(3,9·2,188/0,306) <sup>2</sup> = 349,94 кг
Приведенная масса автомобиля при разгоне, кг	1287 + 99 = 1386 кг	1647 + 350 = 1997 кг
Ускорение при разгоне	2,20 м/с <sup>2</sup>	2,22 м/с <sup>2</sup>
Суммарная сила тяги	257,4 + 1386·2,20 = 3306 Н	345,9 + 1997·2,22 = 4779 Н
Крутящий момент на ведущих колесах $M_k$	3306·0,281 = 929 Нм	4779·0,306 = 1462,4 Нм
Расчетный радиус качения на низшей передаче $r_k$	0,281 - 929·0,00002/2 + 929·0,0000044/2/2,492 = 0,2734 м	0,306 - 1462,4·0,00002/2 - 1462,4·0,0000051/2/2,8 = 0,2900 м
<i>IV передача</i>		
Приведенная масса двигателя	0,15·(3,7059·0,941/0,281) <sup>2</sup> = 23,1 кг	0,45·(3,9·1/0,306) <sup>2</sup> = 73,10 кг
Приведенная масса автомобиля при разгоне	1287 + 23 = 1310 кг	1647 + 73 = 1720 кг
Ускорение при разгоне	0,7 м/с <sup>2</sup>	0,95 м/с <sup>2</sup>
Суммарная сила тяги	257 + 1310·0,7 = 1174 Н	345,9 + 1720·0,95 = 1979,9 Н
Крутящий момент на ведущих колесах $M_k$	1174·0,281 = 329,9 Нм	1979,9·0,306 = 605,8 Нм
Расчетный радиус качения на IV передаче $r_k$	0,281 - 1174·0,00002 / 2 + 329,9·0,0000044 / 2 / 2,492 = 0,2695 м	0,306 - 605,8·0,00002 / 2 - 605,8·0,0000051 / 2 / 2,8 = 0,2994 м
Зависимость радиуса качения от крутящего момента	$r_k = 0,281 - 9,117 \cdot 10^{-6} M_k$	$r_k = 0,306 - 10,91 \cdot 10^{-6} M_k$

**Экспериментальная проверка**

Для первой, весьма грубой оценки описанного анализа были использованы имеющиеся данные – параллельные видеозаписи показаний тахометра и спидометра при разгоне автомобилей на разных передачах. Точность считывания показаний приборов, особенно тахометра, очень низка, однако был шанс извлечь полезную информацию методами математической статистики. Показания спидометра корректировались по результатам градуировки.

Радиус качения вычислялся по известной формуле

$$r_k = \frac{v \cdot u_0 \cdot u_k}{0,377n}$$

Значения крутящего момента на ведущих колесах рассчитывались как произведение радиуса качения, определенного таким образом, на тяговую силу, вычисленную по формуле (2). Результаты представле-

ны на рис. 1. Они далеки от расчетных по таблице, но главную идею отражают: у заднеприводного автомобиля влияния закрутки шины и перераспределения нагрузки на ведущие колеса складываются, у переднеприводного – вычитаются. Еще ярче это видно на зависимости радиуса качения от тяговой силы (рис. 2).

Сопоставление рис. 1 и 2 показывает, что использование тяговой силы в качестве аргумента вместо крутящего момента заметно уточняет картину зависимости. Это понятно, использование момента вносит дополнительную погрешность, вызванную умножением тяговой силы на радиус. График зависимости от тяговой силы – практически горизонтальная прямая. Значит, влияние закрутки шины и перераспределение нагрузки на ведущие колеса друг друга полностью компенсируют. Это заставляет критически оценить выбор значений продольной и радиальной эластичностей в вышеприведенном

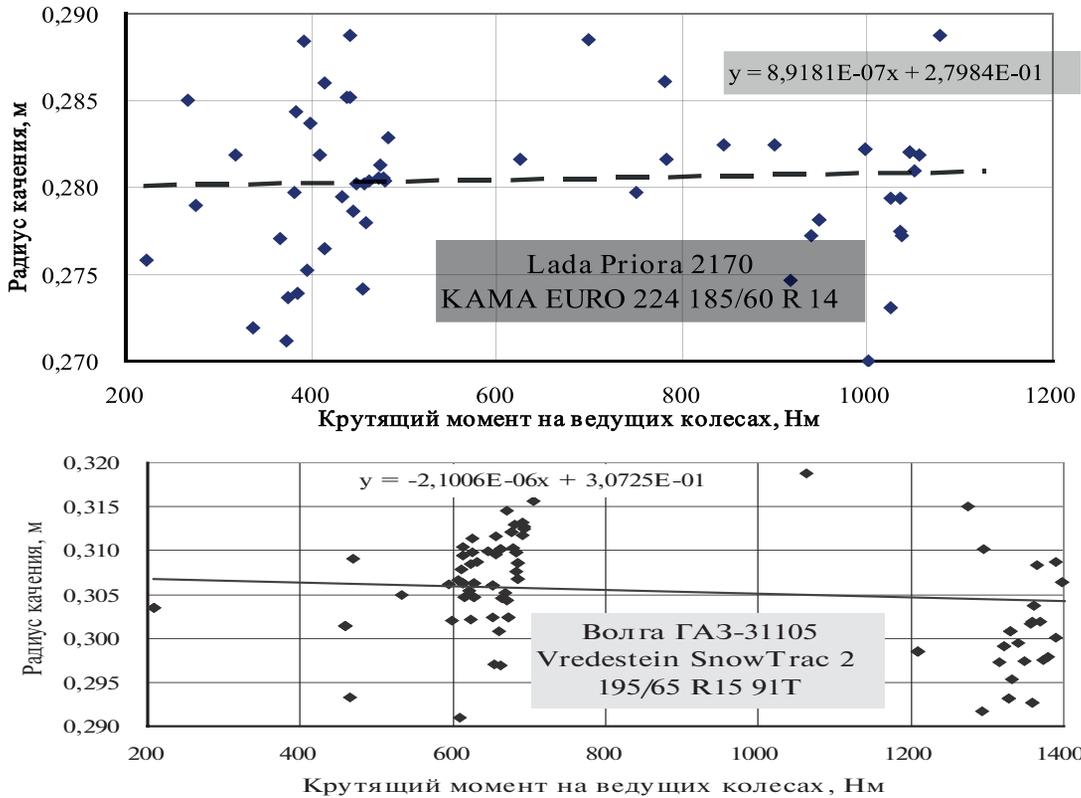


Рис. 1. Зависимости радиуса качения от крутящего момента переднеприводного (вверху) и заднеприводного автомобилей

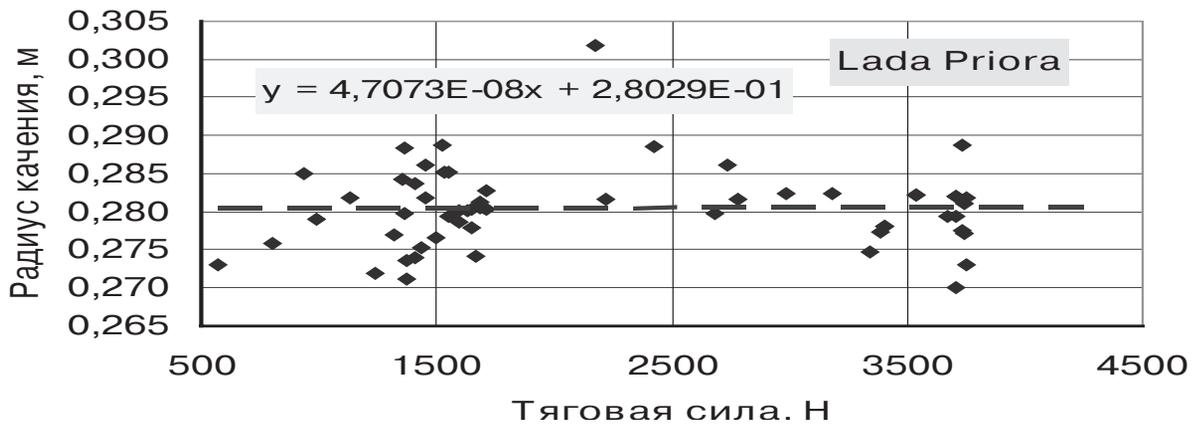


Рис. 2. Зависимость радиуса качения от тяговой силы переднеприводного автомобиля

расчете. Изменения радиусов качения под влиянием двух факторов практически равны друг другу:

$$\frac{M_k \cdot \lambda_p}{2B} = \frac{M_k \cdot \lambda_m}{2}; \quad \lambda_m = \frac{\lambda_p}{B};$$

$$\lambda_m = \frac{\lambda_p}{B} = \frac{0,0000044}{2,492} = 1,77 \cdot 10^{-6} \text{ м/Нм.}$$

Если предположить, что это правило распространяется и на заднеприводную Волгу, то

$$\lambda_m = \frac{0,0000051}{2,8} = 1,82 \cdot 10^{-6} \text{ м/Нм.}$$

Это на порядок меньше заложенного в расчет справочного значения  $20 \cdot 10^{-6}$  м/Нм. Вызывает сомнение именно последнее значение: Е.А. Чудаков, который предложил формулу (1) и ввел понятие

“коэффициент тангенциальной эластичности”, не приводил значений этого коэффициента, однако по диаграммам фиг. 3 и 4 [4] для двух шин с номинальными радиусами 399 и 366 мм можно рассчитать коэффициенты эластичности:  $\lambda = 0,2$  и  $0,25$  мм/кгс·м, то есть около  $(20...25) \cdot 10^{-6}$  м/Нм. Эти значения переходят из одной книги в другую, однако за 60 лет шины сильно изменились: так, шина “супербаллон” 1946 г. имела высоту профиля Н/В=0,95, а у рассматриваемых здесь радиальных шин в полтора раза меньше – 0,60 и 0,65. Резко возросла жесткость коронной части шины, особенно с металлокордом. Сейчас “щеточная” модель шины уже далека от реальности, более удачна модель в виде ленты на упругом основании, а в ней радиальные смещения под действием крутящего момента меньше в 4 раза. Нужно серьезно исследо-

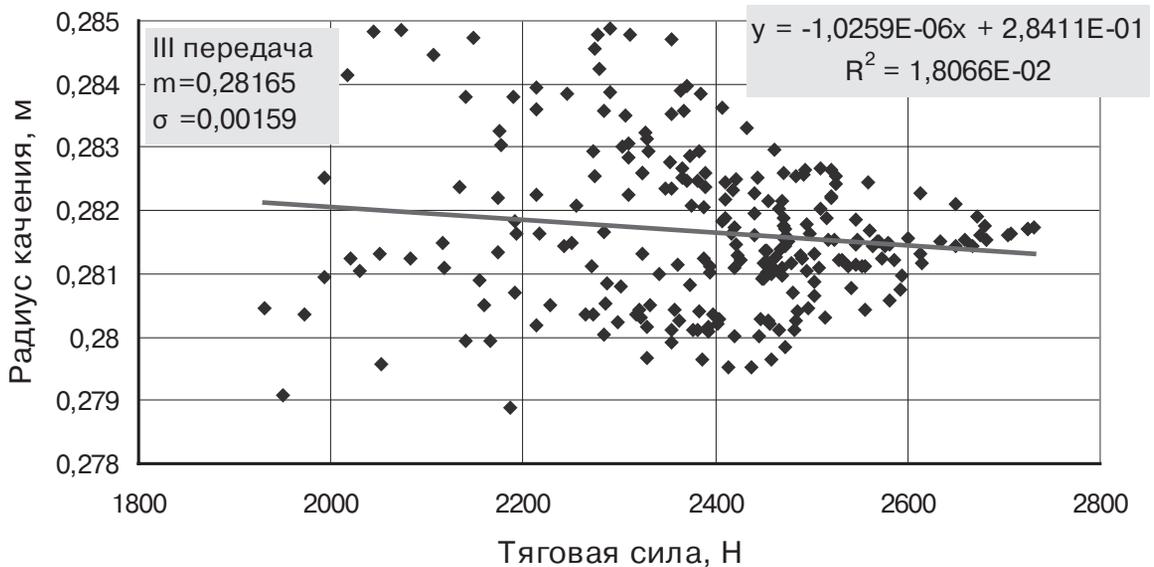


Рис. 3. Зависимость радиуса качения от тяговой силы автомобиля Lada Priora VA3-2172

вать связь между действующими силами и радиусом качения колеса с современной шиной.

В описанных исследованиях использованы значения скорости и частоты вращения коленвала, снятые визуально со спидометра и тахометра. При этом сказываются погрешности считывания и собственные погрешности показывающих устройств. Чтобы уменьшить их влияние на результат, в последующих экспериментах информация снималась непосредственно с электронного блока управления (ЭБУ) через диагностический адаптер ELM 327, подключаемый к диагностическому разъему и передающий информацию на компьютер через систему Bluetooth.

Чтобы уменьшить погрешности, создаваемые системой измерения скорости автомобиля, были учтены результаты градуировки спидометра, аппроксимированные линейным уравнением  $y = 0,957 \cdot x - 0,036$  [6].

С помощью приемника GPS снят продольный профиль участка дороги, где проводились эксперименты (вблизи г. Дружковка). Дорога имеет генеральный уклон – спуск – с северо-запада на юго-восток. Выделены два участка – верхний со средним уклоном 0,0062 и нижний 0,0058 с коротким крутым спуском (0,024) посередине между ними. Соответствующие скатывающие силы (73 и 68 Н) на спуске вычитались из силы тяги  $P_k$ , на подъеме прибавлялись к ней. Кроме того, внесены поправки на ветер по данным архива погоды meteo.ua (3 м/с на высоте 10 м, вдвое меньше на уровне центра давления легкового автомобиля; направление – с запада).

Результаты обработки записей разгона на III передаче представлены на рис. 3.

Сравнение с рис. 2 показывает, что описанное снижение некоторых погрешностей изменило результат только количественно. Соответствующие значения коэффициентов составили:  $\lambda = 1,52 \cdot 10^{-6}$  м/Нм,

$\lambda_m = 3,75 \cdot 10^{-6}$  м/Нм, что по-прежнему на порядок меньше значений, приводимых в литературе.

Эти результаты показывают, что вопрос о радиусе качения ведущего колеса далек от ясности. Метод его определения по показаниям спидометра и тахометра пригоден для предварительной оценки. А для повышения надежности результатов нужны более точные методы и средства измерений либо значительное увеличение числа замеров.

#### Список литературы

1. Шины пневматические радиальные для легковых автомобилей. Основные параметры и размеры: ГОСТ 20993-75. – М.: Изд-во стандартов, 1988. – 27 с. – (Государственный стандарт Союза ССР).
2. TRC Calculator (Шинный калькулятор TRC) [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [http://www.club80-90syncro.co.uk/Syncro\\_website/TechnicalPages/TRC%20calculator.htm](http://www.club80-90syncro.co.uk/Syncro_website/TechnicalPages/TRC%20calculator.htm).
3. Петров В.А. Современная теория качения пневматического колеса и ее практическое приложение / В.А. Петров // Автомобильная промышленность. – 1993. – № 4. – С. 14–18.
4. Чудаков Е.А. Теория автомобиля / Е.А. Чудаков // М.: Машгиз, 1950. – 444 с.
5. Хусаинов А.Ш. Теория автомобиля / А.Ш. Хусаинов, В.В. Селифонов. – Ульяновск: УлГТУ, 2008. – 121 с.
6. Диваков А. Дым без огня / А. Диваков, П. Карин // Авторевю. – 2007. – № 18. – С. 30–41.
7. Балабин И.В. Эксплуатационные свойства легковых автомобилей с радиальными и диагональными шинами / И.В. Балабин, В.В. Проккопов, Н.П. Лукьянов // Автомобильная промышленность. – 1984. – № 4. – С. 11–12.
8. Вольнов А.А. Разработки НИИШПа для автомобилей VA3 / А.А. Вольнов // Там же. – 2001. – № 5. – С. 13–15.