

**Экспериментально-расчетная методика определения сцепных свойств пневматических шин легкового автомобиля в эксплуатации**

к.т.н. Шадрин С.С., д.т.н. проф. Иванов А.М.

МАДИ

8-925-507-81-91, shadrin@madi.ru

*Аннотация.* В статье рассмотрена возможность получения в реальном времени зависимости коэффициента сцепления от коэффициента относительного проскальзывания в продольном направлении для идентификации типа дорожного покрытия, приводятся результаты экспериментальных исследований.

*Ключевые слова:* автомобиль, пневматическая шина, коэффициент сцепления, идентификация дорожного покрытия.

**Введение**

Важной характеристикой взаимодействия пневматической шины с опорной поверхностью, на основе которой строятся алгоритмы работы систем активной безопасности, является зависимость коэффициента сцепления в продольном направлении  $\mu_x$  от коэффициента относительного проскальзывания  $s_x$ , или так называемая « $\mu$ - $s$ -диаграмма» [1] (в отечественной литературе - « $\phi$ - $s$ -диаграмма»).

Определение характеристик сцепления в контакте пневматической шины с опорной поверхностью состоит из двух последовательных этапов. Первый этап заключается в получении текущего значения коэффициента сцепления в продольном направлении ( $\mu_x$ ) и последующем охарактеризовании сцепления при помощи пары значений: коэффициента сцепления ( $\mu$ ) и коэффициента относительного проскальзывания ( $s$ ) [2]. Для вычисления  $\mu$ - $s$  характеристики должны быть известны все силы, возникающие в контакте колеса с опорной поверхностью. Предел по сцеплению характеризуется максимальным значением коэффициента сцепления  $\mu_{\max}$ . При отсутствии экстренного торможения или ускорения максимальное значение коэффициента сцепления не может быть достигнуто [3]. По этой причине мы определяем только фактическое значение рассматриваемых параметров в настоящий момент времени.

**Основная часть**

В качестве расчетной схемы была использована «велосипедная» схема, в которой скорости переднего и заднего колес равнялись среднему арифметическому скоростей передних и задних колес соответственно:

$$v_f = \frac{v_1 + v_2}{2}, \quad (1)$$

$$v_r = \frac{v_3 + v_4}{2}, \quad (2)$$

где:  $v_f$  – средняя арифметическая скорость передних колес (скорость центра передней оси автомобиля);

$v_r$  – средняя арифметическая скорость задних колес (скорость центра задней оси автомобиля).

Коэффициент относительного проскальзывания в продольном направлении ( $s_x$ ) с учетом только прямолинейного движения и тягового режима, а также того обстоятельства, что объектом испытаний являлся переднеприводный автомобиль, будем рассчитывать следующим образом:

$$s_x = \frac{\omega_f \cdot r_d - v_a}{v_a} \approx \frac{v_f - v_r}{v_r}, \quad (3)$$

где:  $\omega_f$  – средняя угловая скорость вращения передних колес;

$r_d$  – динамический радиус качения колеса.

Уравнение движения автомобиля по прямолинейной траектории в тяговом режиме, без

учета уклона дорожного полотна, выглядит следующим образом [4]:

$$m_a \cdot a_x = F_T - F_K - F_a, \quad (4)$$

где:  $m_a$  – масса автомобиля;

$a_x$  – линейное ускорение автомобиля в продольном направлении;

$F_T$  – суммарная тяговая сила;

$F_K$  – суммарная сила сопротивления качению;

$F_a$  – сила аэродинамического сопротивления.

Суммарная тяговая сила, в свою очередь, может быть рассчитана по формуле:

$$F_T = \mu_x \cdot m_c \cdot g, \quad (5)$$

где:  $m_c$  – сцепная масса автомобиля (масса, приходящаяся на ведущие колеса);

$g$  – ускорение свободного падения.

В случае прямолинейного движения в тяговом режиме и относительно небольшими скоростями движения (эксперимент проводился в городских условиях) можно ввести следующие допущения:

- сцепная масса переднеприводного/заднеприводного автомобиля постоянна в процессе движения и равна массе, приходящейся на ведущую ось;
- сила аэродинамического сопротивления незначительна, и ей можно пренебречь;
- сила сопротивления качению может быть заменена приведенной силой сопротивления движению с соответствующим коэффициентом  $f_{\Sigma} \approx 0,04$  [5].

С учетом допущений, формула (4) примет следующий вид:

$$m_a \cdot a_x = \mu_x \cdot m_c \cdot g - f_{\Sigma} \cdot m_a \cdot g. \quad (6)$$

Далее получим зависимость для расчета коэффициента сцепления в продольном направлении в настоящий момент времени:

$$\mu_x = \frac{m_a \cdot (a_x + f_{\Sigma} \cdot g)}{m_c \cdot g}. \quad (7)$$

Определять ускорение автомобиля в продольном направлении будем методом численного дифференцирования показаний линейной скорости автомобиля.

Для проверки справедливости изложенных положений был спланирован, подготовлен и проведен натурный эксперимент с использованием в качестве объекта испытаний транспортного средства категории M1 Phevrolet Orlando 1.8 LT AT 2012 года выпуска, оснащенного системой сбора и записи данных с бортовой высокоскоростной шины CAN передачи данных [6, 7].

Рассматриваемый автомобиль, как и большинство современных колесных транспортных средств, оснащен в штатной комплектации высокоскоростной шиной CAN передачи данных, которая в данном случае относится к шинам CAN класса «С» со скоростью передачи данных 500 Кбит/с. Индивидуальные значения скоростей колес не относятся к стандартизованным параметрам OBD и, соответственно, не могут быть получены с помощью отправки стандартных запросов в ЭБУ ДВС. Однако известно, что автомобиль оборудован системой ABS, которая предполагает наличие соответствующих датчиков скоростей колес, и значит, значения скоростей колес присутствуют в бортовой шине CAN.

Для определения сообщений CAN, содержащих значения скоростей колес исследуемого автомобиля, было применено ноу-хау МАДИ «Методика декодирования данных, передаваемых по CAN-шинам транспортных и технологических машин». Были декодированы и впоследствии использовались в расчетах следующие данные:

- приведенная линейная скорость движения автомобиля;
- линейные скорости четырех колес;
- угол поворота рулевого колеса;
- положение педали газа;

- положение педали тормоза.

Поскольку расчеты проводились только для прямолинейного движения, были введены следующие условия выполнения расчетов:

- минимальная скорость движения автомобиля – 10 км/ч;
- углы поворота рулевого колеса – в пределах  $\pm 5$  градусов [8].

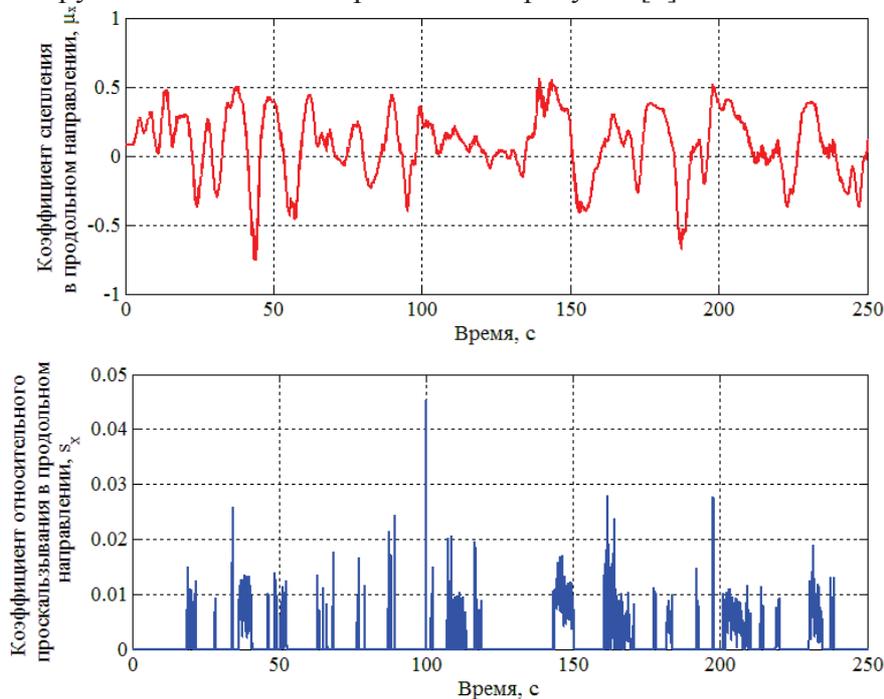


Рисунок 1. Результаты экспериментальных расчетов  $\mu_x$  и  $S_x$

Еще одним условием для расчетов являлся тяговый режим, поэтому расчеты не проводились при нажатии на педаль тормоза и при отсутствии факта нажатия на педаль газа.

Испытания проводились в условиях движения в городской среде со скоростями движения не более 80 км/ч. Результаты расчетов фактических коэффициентов сцепления в продольном направлении и коэффициентов относительного проскальзывания для одного ездового цикла представлены на рисунке 1.

Для дальнейшего анализа была проведена аппроксимация экспериментальной  $\mu_x$ - $S_x$  кривой линейной зависимостью и выполнено сопоставление с теоретическими  $\mu_x$ - $S_x$  характеристиками [9] для определения по углу наклона линейной зоны типа дорожного покрытия, находящегося в настоящее время под колесам автомобиля. Результат сопоставления фактической экспериментально-расчетной характеристики с теоретическими показан на рисунке 2.

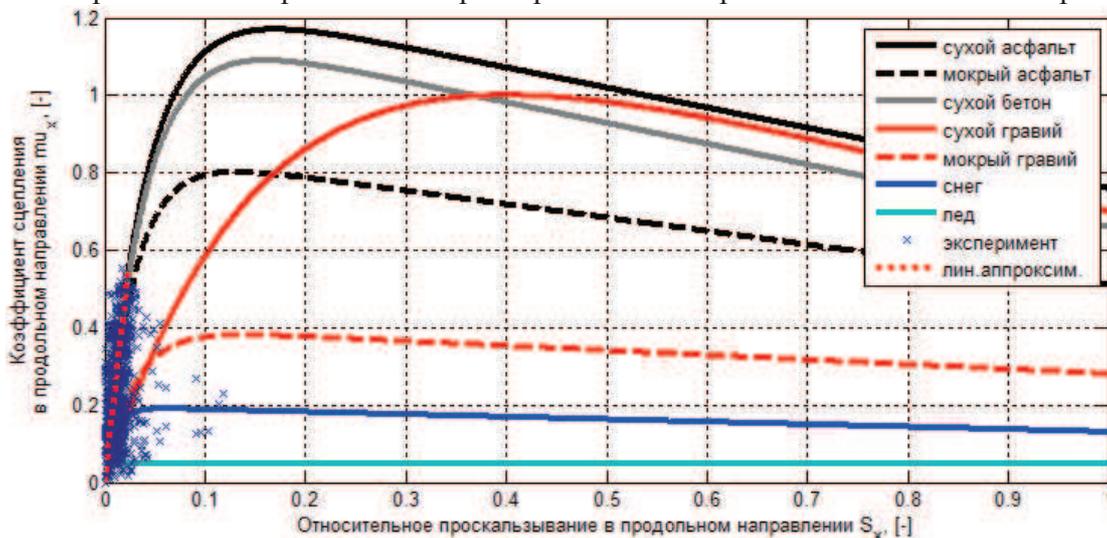


Рисунок 2. Расчетная  $\mu_x$ - $S_x$  характеристика, совмещенная с теоретическими

По проведенному испытанию не представляется возможным точно установить, по какому типу дорожного покрытия двигался автомобиль, т.к. полученная  $\mu_x$ - $s_x$  характеристика совпадает с линейными зонами теоретических характеристик, соответствующих движению по сухому асфальту, мокрому асфальту или сухому бетону. В действительности эксперимент проводился на мокром асфальте. В любом случае, было получено экспериментальное подтверждение реализуемости предлагаемого подхода определения сцепных свойств пневматических шин легкового автомобиля в эксплуатации.

### Результаты и выводы

Таким образом, результаты эксперимента подтвердили справедливость разработанной методики, позволив идентифицировать фактическую  $\mu_x$ - $s_x$  характеристики для дальнейшего определения типа дорожного покрытия, находящегося в данный момент под колесами автомобиля. Методика может быть усовершенствована за счет исключения принятых допущений, а также за счет оценки рассматриваемой характеристики и для процесса торможения [10]. Методика может быть реализована как составное подпрограммное решение систем активной безопасности автотранспортных средств. Данный материал может быть полезен в образовательных целях.

### Литература

1. Identification of Dynamic Systems. Isermann, Rolf, Münchhof, Marco 2011, XXV, 705 p. 268 illus. With Based on the book: Isermann: Identifikation dynamischer Systeme 1, 2.
2. Uwe Kiencke. Realtime estimation of adhesion characteristic between tyres and road. 12th IFAC World Congress of Automatic Control, 1:15-22, 1993.
3. S. Germann, M. Wurtenburger, A Daib. Monitoring of friction between tyre and road surface, 3rd IEEE Conference on control application, 1994.
4. Uwe Kiencke, A. Daib. Estimation of tyre friction for enhanced abs-systems. AVEC Congress, 1994.
5. Шадрин С.С. Идентификация параметров сопротивления движению колесных транспортных средств в эксплуатации / С.С. Шадрин // Известия МГТУ «МАМИ». – 2013. – №2(16), т.1. – С. 248-251.
6. Иванов А.М. Разработка системы межобъектного взаимодействия интеллектуальных транспортных средств / А.М. Иванов, С.С. Шадрин // Известия ВолгГТУ. Серия «Наземные транспортные системы». Вып. 7 : межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. – Волгоград, 2013. – № 21 (124). – С. 74-77.
7. Шадрин С.С. Возможности использования бортовых сетей передачи данных автотранспортных средств в задачах интеллектуальных транспортных систем / С.С. Шадрин, А.М. Иванов // Автотранспортное предприятие. – 2014. – № 5. – С. 43-46.
8. Шадрин С.С. Расчетно-экспериментальный метод определения углов поворота управляемых колес транспортного средства при проведении полигонных испытаний / С.С. Шадрин // Вестник МАДИ. – 2013. – Вып. 4(35). – С. 13-17.
9. Uwe Kiencke, Lars Nielsen. Automotive Control Systems – For Engine, Driveline, and Vehicle. Second edition. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2005. – 512 p.
10. Разработка системы автоматического торможения колесного транспортного средства / А.М. Иванов, А.Н. Солнцев, А.Р. Спинов, С.С. Шадрин // Журнал Автомобильных Инженеров. – 2013. – № 6(83). – С. 36-39.