

Е. В. Балакина, д-р техн. наук, проф., balakina@vstu.ru,
Н. М. Зотов, канд. техн. наук, доц., zotovnm@vstu.ru,
А. П. Федин, канд. техн. наук, доц., falexeу2005@yandex.ru,
Волгоградский государственный технический университет

Рекомендации по выбору моделей для расчета $(\varphi\chi-s)$ -диаграмм автомобильных шин по критерию дорожных условий

Рассмотрены различные варианты зависимостей коэффициента сцепления шины с дорогой от коэффициента продольного скольжения. Представлены результаты дорожных экспериментов для различных типов и состояний дорожной поверхности. Выполнен анализ соответствия значений коэффициента сцепления шины с дорогой, рассчитанных по различным зависимостям, и экспериментальных значений. Представлены рекомендации по определению оптимальной формулы для расчета $(\varphi\chi-s)$ -диаграммы для разных типов и состояний дорожного покрытия.

Ключевые слова: автомобиль, торможение, шина, математическое моделирование, коэффициент сцепления с дорогой, коэффициент продольного скольжения, оптимизация $(\varphi\chi-s)$ -диаграммы по критерию дорожных условий

Введение

С течением времени для исследователей-автомобилистов и специалистов из других родственных областей все большую и большую важность приобретает метод комплексного моделирования, который сочетает в себе элементы как физического, так и математического моделирования [1–13]. При этом результаты моделирования должны иметь требуемую степень точности и достоверности, т. е. модель должна быть адекватна исследуемому реальному процессу. Модели класса "колесо" [1] используются как самостоятельные для отработки алгоритмов управления антиблокировочной системой (АБС) и как элементы других более широких моделей для адекватного воспроизведения тормозных сил на колесах автомобиля. В системе уравнений, которая описывает процесс торможения автомобильного колеса [1], присутствует эмпирическая зависимость коэффициента продольного сцепления колеса с дорогой от коэффициента продольного скольжения колеса. Проведенный анализ работ отечественных и зарубежных исследователей в этой области показал, что в настоящее время представлены и используются множество различных вариантов такой зависимости. Однако отсутствуют какие-либо рекомендации по выбору и использованию той или иной зависимости при исследовании процесса торможения автомобильного колеса в различных условиях. В связи с этим цель настоящего исследования — анализ степени соответствия значений коэффициента сцепления колеса с дорогой, рассчитанных по различным зависимостям, значениям, которые по-

лучены в результате эксперимента, и разработка рекомендаций по определению оптимальной формулы для расчета $(\varphi\chi-s)$ -диаграммы в зависимости от типа и состояния дороги [($\varphi\chi-s$)-диаграмма — зависимость коэффициента сцепления в продольном направлении от коэффициента продольного скольжения]. Для достижения поставленной цели необходимо:

- 1) выполнить обзор существующих методов расчета коэффициента сцепления;
- 2) определить разницу (которую далее будем называть расхождением) между расчетными и экспериментальными значениями коэффициента сцепления;
- 3) сравнить расхождения при использовании анализируемых методов;
- 4) сформулировать выводы о степени соответствия значений коэффициента сцепления, полученных различными методами расчета, значениям, которые получены в результате эксперимента, и разработать рекомендации по определению оптимальной формулы для расчета $(\varphi\chi-s)$ -диаграммы в зависимости от типа и состояния дороги.

В данном исследовании был рассмотрен случай качения колеса в тормозном режиме без воздействия боковой силы.

Экспериментальное определение коэффициента сцепления колеса с дорогой

Для проведения экспериментов по измерению коэффициента сцепления колеса автомобиля с дорогой в настоящее время используются различные

установки. Ниже приведены результаты экспериментов, выполненных на установках BV12 [12] и NFVM [8], представленные в 2006 г. в работе [10] и в 2007 г. в работе [7].

Эксперименты по определению коэффициента сцепления проводили на дорожных поверхностях различных состояний со следующими значениями коэффициента трения скольжения f_0 : сухой асфальтобетон ($f_0 = 1$), мокрый асфальтобетон ($f_0 = 0,6$), снег ($f_0 = 0,2$) и лед ($f_0 = 0,07$).

Условия проведения эксперимента были следующими: вертикальная нагрузка на колесо — 5000 Н, начальная скорость — 60 км/ч, марка шины — Nokian WR 205/60R15 (всесезонная шина для мягкой зимы, в России рекомендована к применению только на дорогах Южного Федерального округа).

Результаты измерений коэффициента сцепления без воздействия боковой силы представлены на рис. 1.

Зависимости на рис. 1, при анализе принятые авторами в качестве "эталонных", т. е. с этими экспериментальными значениями коэффициента сцепления далее сравнивали расчетные значения коэффициента сцепления, которые получены с использованием различных зависимостей. В результате такого сравнения можно делать выводы о том, какая из расчетных зависимостей позволяет получить значения коэффициента сцепления, максимально близкие к экспериментальным.

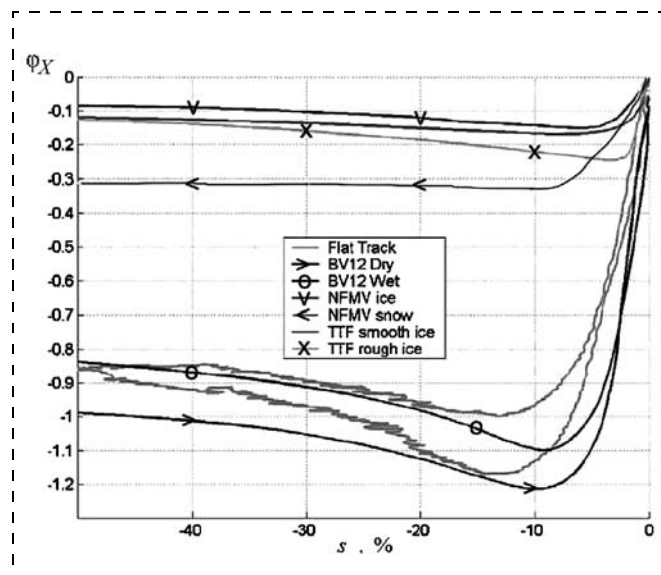


Рис. 1. Экспериментальные зависимости коэффициента сцепления от коэффициента продольного скольжения колеса на различных дорожных поверхностях (Flat Track — зависимость, полученная на измерительной установке MTS Pirelli на сухом асфальте; BV12 Dry, BV12 Wet — зависимости, полученные на установке BV12 Nokian на мокром и сухом асфальте соответственно; NFMV ice, NFMV snow — зависимости, полученные на установке NFMV Nokian на льду и на снегу, соответственно; TTF smooth ice, TTF rough ice — зависимости, полученные на установке TTF Pirelli на гладком льду и грубом льду соответственно)

Методы расчета коэффициента сцепления

Рассмотрим некоторые из методов расчета коэффициента сцепления колеса с дорогой при качении колеса в тормозном режиме.

Формула А. А. Ревина [4].

Коэффициент сцепления φ_X между колесом и дорогой в продольном направлении рассчитывается по формуле

$$\varphi_X = \frac{f_0 s}{as^2 + bs + c}, \quad (1)$$

где f_0 — коэффициент продольного сцепления при состоянии колеса "юз" (коэффициент трения скольжения колеса при известном состоянии поверхности дороги), равный: 0,7 — для дорожной поверхности "сухой асфальтобетон"; 0,4 — для дорожной поверхности "мокрый асфальтобетон"; 0,1 — для дорожной поверхности "лед"; s — коэффициент продольного скольжения колеса; a, b, c — эмпирические коэффициенты, которые характеризуют сцепление колеса с различными видами дорожной поверхности:

- дорожная поверхность "сухой асфальтобетон" — 0,342; 0,612; 0,046,
- дорожная поверхность "мокрый асфальтобетон" — 0,4; 0,584; 0,016,
- дорожная поверхность "лед" — 0,57; 0,398; 0,032.

Формула Burckhardt [5, 9]

$$\varphi_X = C_1(1 - e^{-C_2 s}) - C_3 s, \quad (2)$$

где C_1 — коэффициент, определяющий максимум

$$C_1 = \varphi_{\max};$$

C_2 — коэффициент, определяющий форму кривой

$$C_2 e^{-C_2 \cdot 0,17} = \frac{C_3}{C_1};$$

C_3 — коэффициент, учитывающий падение коэффициента сцепления от максимума до коэффициента скольжения при полном буксовании

$$C_3 = \varphi_{\max} - f_0;$$

s — коэффициент продольного скольжения колеса.

Для определения коэффициентов C_1, C_2 и C_3 необходимо использовать значения φ_{\max}, f_0 .

На основе экспериментальных данных (рис. 1) найдены значения φ_{\max} и f_0 для разных типов дорожных поверхностей, которые приведены в табл. 1.

Таблица 1

Тип дорожной поверхности	φ_{\max}	f_0
Дорожная поверхность "сухой асфальтобетон"	1,2121	1
Дорожная поверхность "мокрый асфальтобетон"	1,1	0,6
Дорожная поверхность "снег"	0,33	0,2
Дорожная поверхность "лед"	0,15	0,07

Таблица 2

Тип дорожного покрытия	C_1	C_2	C_3
Дорожная поверхность "сухой асфальтобетон"	1,2121	30,32	0,2121
Дорожная поверхность "мокрый асфальтобетон"	1,1	23,11	0,5
Дорожная поверхность "снег"	0,33	24,23	0,13
Дорожная поверхность "лед"	0,15	21,73	0,081

Таблица 3

Тип дорожной поверхности	φ_{\max}	f_0	$s_{\text{кр}}$
Дорожная поверхность "сухой асфальтобетон"	1,2121	1	0,1
Дорожная поверхность "мокрый асфальтобетон"	1,1	0,6	0,09
Дорожная поверхность "снег"	0,33	0,2	0,09
Дорожная поверхность "лед"	0,15	0,07	0,057

По найденным значениям φ_{\max} и f_0 для разных типов дорожных поверхностей определяем значения коэффициентов C_1 , C_2 и C_3 , которые приведены в табл. 2.

Формула Денни [11]

$$\varphi_X = \frac{as}{b + cs + as^2}, \quad (3)$$

где φ_X — коэффициент сцепления между колесом и дорогой в продольном направлении; s — коэффициент продольного скольжения колеса; a , b , c — эмпирические коэффициенты:

$$a = \frac{\varphi_{\max} f_0}{\varphi_{\max} - f_0} (1 - s_{\text{кр}})^2,$$

$$b = s_{\text{кр}}^2,$$

$$c = \frac{f_0(1 + s_{\text{кр}})^2 - 2\varphi_{\max} s_{\text{кр}}}{\varphi_{\max} - f_0},$$

где $s_{\text{кр}}$ — значение коэффициента продольного скольжения колеса, при котором коэффициент сцепления принимает значение φ_{\max} .

На основе экспериментальных данных (см. рис. 1) определены значения $s_{\text{кр}}$ для разных типов дорожных поверхностей, которые представлены в табл. 3.

Формула парабол [6]

В таком описании (φ_X - s)-диаграмма представляется в виде сочетания двух парабол:

$$\varphi_X = \begin{cases} a_0 s^2 + b_0 s + c_0 & \text{при } s \leq s_{\text{кр}}; \\ a_1 s^2 + b_1 s + c_1 & \text{при } s > s_{\text{кр}}, \end{cases} \quad (4)$$

где a_0 , b_0 , c_0 , a_1 , b_1 , c_1 — эмпирические коэффициенты:

$$a_0 = \frac{d_0}{s_{\text{кр}}} - \frac{\varphi_{\max}}{s_{\text{кр}}^2},$$

$$b_0 = \frac{2\varphi_{\max}}{s_{\text{кр}}} - d_0,$$

$$c_0 = 0,$$

$$a_1 = \frac{d_1}{s_{\text{кр}}} - \frac{\varphi_{\max}}{s_{\text{кр}}^2} + \frac{c_1}{s_{\text{кр}}^2},$$

$$b_1 = \frac{2\varphi_{\max}}{s_{\text{кр}}} - \frac{2c_1}{s_{\text{кр}}} - d_1,$$

$$c_1 = \frac{s_{\text{кр}}^2(f_0 + d_1)}{1 - 2s_{\text{кр}} + s_{\text{кр}}^2} - \frac{s_{\text{кр}}(2\varphi_{\max} - d_1) + \varphi_{\max}}{1 - 2s_{\text{кр}} + s_{\text{кр}}^2}.$$

Коэффициент d_0 выбирается из диапазона $(-0,5...0,1)$, а коэффициент d_1 , соответственно, $(-0,5...0)$.

Формула Е. В. Балакиной — Н. М. Зотова [2, 13]

Авторами рассчитан средний по экспериментальным (φ_X - s)-диаграммам коэффициент использования трения покоя в пятне контакта, т. е. отношение доли трения покоя в пятне контакта, используемого для реализации продольной реакции опорной поверхности, к общей доле трения покоя в пятне контакта при том же s :

$$\text{КИП} = \frac{\varphi_{\text{п}}}{\varphi_{\Sigma\text{п}}} = \frac{\varphi(s) - f_{\text{ск}}s}{f_{\text{п}}(1 - s)},$$

где s — коэффициент продольного скольжения колеса; $\varphi_{\text{п}}$ — доля трения покоя в пятне контакта, используемого для реализации продольной реакции опорной поверхности;

$\varphi_{\Sigma\text{п}}$ — общая доля трения покоя в пятне контакта при заданном s ;

$\varphi(s)$ — значение коэффициента сцепления при заданном s ;

$f_{\text{ск}}$ — коэффициент трения скольжения (φ при $s = 100\%$);

$f_{\text{ск}}s$ — общая доля трения скольжения в пятне контакта с заданным s ;

$f_{\text{п}}$ — коэффициент трения покоя;

$f_{\text{п}}(1 - s)$ — общая доля трения покоя в пятне контакта при заданном s .

Авторами [2, 13] показано, что зависимости $\text{КИП} = f(s)$ имеют приблизительно одинаковый вид независимо от вида и состояния дорожного покрытия, при этом ее можно представить в виде полинома:

$$\text{КИП} = a + bs + cs^2 + ds^3 + es^4 + fs^5 + gs^6 + hs^7 + is^8 + js^9,$$

где s — коэффициент продольного скольжения колеса ($s = 0...1$); a , b , c , d , e , f , g , h , i , j — постоянные коэффициенты:

$$a = 0,001814; b = 26,747630; c = -324,541748;$$

$$d = 2137,928850; e = -8375,670586; f = 20260,588666;$$

$$g = -30442,879724; h = 27611,479368;$$

$$i = -13822,359721; j = 2929,705537.$$

Решая обратную задачу, можно получить расчетные (φ_X - s)-диаграммы:

$$\varphi(s) = f_{\text{CK}} s + \text{КИП} \cdot f_{\text{П}}(1 - s). \quad (5)$$

Далее проведем сравнение степени близости рассчитанных по разным формулам (1)–(5) значений коэффициента сцепления со значениями, полученными в результате проведения эксперимента, описание которого представлено в данной работе.

Сравнение рассчитанных разными методами значений коэффициента сцепления

Для сравнения рассчитанных разными методами значений коэффициента сцепления представим отдельно для каждого типа и состояния дорожной поверхности на одной координатной плоскости экспериментальную и расчетные зависимости коэффициента сцепления от скольжения колеса.

Для определения "расхождений" в процентах будем использовать формулу

$$\Delta = \frac{\varphi_X^{\text{э}} - \varphi_X^{\text{р}}}{\varphi_X^{\text{э}}} \cdot 100 \%, \quad (6)$$

где $\varphi_X^{\text{э}}$ — экспериментальное значение коэффициента сцепления, $\varphi_X^{\text{р}}$ — расчетное значение коэффициента сцепления по методу i .

Результаты эксперимента и расчетов по формулам, представленным в предыдущем разделе настоящей работы, а также рассчитанные значения "расхождений" по формуле (6) представлены на рис. 2–9 (см. вторую и третью стороны обложки).

На рис. 2 и 3 (см. вторую сторону обложки) представлены зависимости значений коэффициента сцепления и "расхождения" от скольжения для дорожной поверхности "сухой асфальтобетон". Как видно, значения "расхождений" находятся в пределах от -60 до 46 % на рассматриваемом отрезке скольжения. Почти для всех формул зависимость "расхождения" от скольжения имеет следующий характер: сначала значение "расхождения" увеличивается, достигает определенного максимального значения и далее плавно уменьшается. Максимум "расхождения" находится в докритической области скольжения. Наименьшее значение "расхождения" имеют коэффициенты сцепления, рассчитанные по следующим формулам:

- в докритической области скольжения: по формуле Burckhardt ($|\Delta| \leq 5$ %) и по формуле Е. В. Балакиной—Н. М. Зотова ($|\Delta| \leq 13$ %);
- в закритической области скольжения: по формуле Burckhardt ($|\Delta| \geq 12$ %) и по формуле Е. В. Балакиной—Н. М. Зотова ($|\Delta| \geq 10$ %).

На рис. 4 и 5 (см. третью сторону обложки) представлены зависимости значений коэффициента сцепления и "расхождения" от скольжения для дорожной поверхности "мокрый асфальтобетон". Как видно, значения "расхождений" находятся в пределах от -42 до 56 % на рассматриваемом отрезке

скольжения. Зависимость "расхождений" от скольжения имеет различный характер для разных формул.

Для формулы А. А. Ревина и Denny сначала значение "расхождения" увеличивается, достигает определенного максимального значения и далее плавно уменьшается. Максимум "расхождения" находится в докритической области скольжения. Для формулы Burckhardt, парабол и Е. В. Балакиной — Н. М. Зотова — сначала "расхождение" имеет максимальные значения, после чего плавно уменьшается до окончания рассматриваемого интервала. Наименьшее значение "расхождения" имеют коэффициенты сцепления, рассчитанные по следующим формулам:

- в докритической области скольжения: по формуле парабол ($|\Delta| = 56...0$ %) и по формуле Е. В. Балакиной — Н. М. Зотова ($|\Delta| = 42...6$ %) на рассматриваемом интервале скольжения;
- в закритической области скольжения: по формуле Burckhardt ($|\Delta| = 16...1,5$ %) и по формуле Балакиной Е. В. — Зотова Н.М. ($|\Delta| = 6...1,7$ %) на рассматриваемом интервале скольжения.

На рис. 6 и 7 (см. третью сторону обложки) представлены зависимости значений коэффициента сцепления и "расхождения" от скольжения для дорожной поверхности "снег". Как видно, значения "расхождений" находятся в пределах от -60 до 25 % на рассматриваемом отрезке скольжения. Зависимость "расхождений" от скольжения имеет одинаковый характер для рассматриваемых формул. Сначала "расхождение" имеет максимальные по модулю значения, которые имеют отрицательный знак. Далее значения "расхождений" увеличиваются на всем рассматриваемом интервале скольжения.

Наименьшее значение "расхождения" имеют коэффициенты сцепления, рассчитанные по следующим формулам:

- в докритической области скольжения: по формуле парабол ($|\Delta| = 9...0,5$ %) на рассматриваемом интервале скольжения;
- в закритической области скольжения: по формулам Burckhardt ($|\Delta| = 13...15$ %) и по формуле парабол ($|\Delta| = 0,34...17$ %) на рассматриваемом интервале скольжения.

На рис. 8 и 9 (см. третью сторону обложки) представлены зависимости значений коэффициента сцепления и "расхождения" от скольжения для дорожной поверхности "лед". Как видно, значения "расхождений" находятся в пределах от -60 до 60 % на рассматриваемом отрезке скольжения. За исключением первых пяти точек на рассматриваемом интервале скольжения зависимость "расхождений" от скольжения имеет одинаковый характер для рассматриваемых формул, кроме формулы парабол. Сначала "расхождение" имеет максимальные по модулю значения, которые имеют положительный знак. Далее значения "расхождений" уменьшаются, пересекают нулевое значение, после чего значения "расхождений" по модулю начинают увеличиваться на всем рассматриваемом интервале скольжения. Рассчитанные по формуле парабол значения имеют

"расхождения" в интервале от -24 до 7% , причем эта зависимость не имеет явных тенденций к увеличению или уменьшению.

Наименьшее значение "расхождения" имеют коэффициенты сцепления, рассчитанные по следующим формулам:

- в докритической области скольжения: по формуле парабол ($|\Delta| = 24 \dots 2\%$) на рассматриваемом интервале скольжения;
- в закритической области скольжения: по формуле парабол ($|\Delta| = 2 \dots 9\%$) на рассматриваемом интервале скольжения.

Рекомендации по определению оптимальной формулы для расчета (φ_x-s) -диаграммы в зависимости от типа и состояния дороги

На основе проведенного исследования разработаны рекомендации по определению оптимальной формулы расчета (φ_x-s) -диаграммы в зависимости

Таблица 4

Формула расчета	Дорожная поверхность							
	Асфальтобетон				Снег		Лед	
	сухой		мокрый		до $s_{кр}$	после $s_{кр}$	до $s_{кр}$	после $s_{кр}$
	до $s_{кр}$	после $s_{кр}$	до $s_{кр}$	после $s_{кр}$				
Формула Ревина А. А.								
Формула Burckhardt								
Формула Denny								
Формула парабол								
Формула Балакиной Е. В. — Зотова Н. М.								

■ — метод является оптимальным для рассматриваемой области скольжения, типа и состояния дорожной поверхности.

от типа и состояния дорожного покрытия, которые сведены в табл. 4.

Оптимальной формулой в табл. 4 считается та формула, расчет по которой позволяет получить наименьшие значения "расхождений".

Список литературы

1. Балакина Е. В., Зотов Н. М., Федин А. П. Особенности компьютерного моделирования в реальном времени процесса торможения автомобильного колеса // Мехатроника, автоматизация, управление. 2015. Т. 16, № 3. С. 174—182.
2. Балакина Е. В. Расчет $\varphi-s$ -диаграмм на основе обобщения результатов зарубежных экспериментов // Автомобильная промышленность. 2014. № 6. С. 18—19.
3. Балакина Е. В., Зотов Н. М., Зотов В. М., Платонов И. А., Федин А. П. Проблемы моделирования динамических процессов в реальном времени (на примере тормозной динамики автомобиля) / Под. ред. С. В. Бахмутова. М.: Машиностроение, 2013. 300 с.
4. Ревин А. А. Повышение эффективности, устойчивости и управляемости при торможении автотранспортных средств: Дисс. ... доктора техн. наук. Волгоград, 1983. 601 с.
5. Burckhardt M. Fahrwerktechnik: Radschlupf-Regelsysteme. Wurzburg: Vogel, 1993. 432 p.
6. Canudas-de-Wit C., Tsiotras P., Velenis E., Basset M., Gissinger G. Dynamic Friction Models for Road/Tire Longitudinal Interaction // Vehicle System Dynamics. 2002. Vol. 39 (3). P. 189—226.
7. Ir. I. J. M. Besselink, H. Nijmeijer, Ir. A. J. C. Schmitz, Ir. J. A. W. van Dommelen. Tyre models for steady-state vehicle handling analysis. ing. R. T. Uil DCT, Eindhoven, December, 2007, 142 p.
8. Hakanen J., Kahara T. Tyre Characterisation on Ice and Snow with a Measurement Vehicle // 2nd International Colloquium on Vehicle-Tyre-Road Interaction. Nokian Tyres. Florence, February 23rd 2001.
9. Kiencke U. and Nielsen L. Automotive Control Systems — For Engine, Driveline, and Vehicle. Second edition. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2005, p. 512.
10. Liukkula M. Tyre Characterisation on Summer and Winter Surfaces // Presentation in Tire Technology Expo 2006, 3rd International Colloquium on Vehicle-Tyre-Road Interaction. Nokian Tyres. URL: http://www.vertec.hut.fi/P05_Tire_tests.pdf.
11. Denny M. The dynamics of antilock brake systems // European Journal of Physics. — 2005. Vol. 26, № 6. P. 1007—1016.
12. Nordstrom O., Astrom H. 2001. Upgrading of VTI friction test vehicle BV12 for combined braking and steering tests under aquaplaning and winter conditions // 2nd International Colloquium on Vehicle-Tyre-Road Interaction. Nokian Tyres. Florence, February 23rd 2001.
13. Zotov N. M., Balakina E. V. Using the $\varphi-s_x$ Nomogram in Calculating the Dynamics of a Braked Wheel // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. 2007. Vol. 36, N. 2. P. 193—198.

Recommendations on Selection of Models for Calculation of (φ_x-s) -Diagrams of Automobile Tires by the Criterion of the Road Conditions

E. V. Balakina, balakina@vstu.ru, N. M. Zotov, zotovnm@vstu.ru, A. P. Fedin, falexy2005@yandex.ru✉, Volgograd State Technical University, Volgograd, 400005, Russian Federation

Corresponding author: Fedin Aleksei P., Ph. D., Associate Professor, Volgograd State Technical University, Volgograd, 400005, Russian Federation, e-mail: falexy2005@yandex.ru

Received on August 20, 2015
Accepted on September 12, 2015

Simulation results should have the required degree of accuracy and reliability, that is, a model should be investigated adequately in the real process. Model of a "wheel" class was used as a standalone model for testing of the control algorithms for ABS, as elements of the other, broader models, reproduced adequately the braking forces on the wheels of the car. Analysis of the works of the domestic and foreign researchers shows that currently many different versions of models for calculation of $\varphi\chi$ -s diagrams are used. However, there are no recommendations concerning selection and use of particular models in the study of the braking process of the car wheels in various conditions. In this regard, the purpose of this study is analysis of the degree of conformity of the values of the coefficient of adhesion to the road wheels, calculated by various dependencies, the values obtained in experiments, and development of recommendations for determination of the optimal formula for calculation of the diagrams depending on the type and condition of a road. The article describes various versions of the dependency of the coefficient of tire to the road coefficient of the longitudinal slip. It also presents the results of the road experiments for different types and conditions of the road surface. The article presents an analysis of conformity of the values of the coefficient of friction of a tire for calculation of various dependencies, and development of recommendations concerning search for the optimal formula for calculation of $\varphi\chi$ -s diagrams for various types and conditions of the road surface.

Keywords: car, brake, tire, mathematical modeling, coefficient of traction, ratio of the longitudinal slip, optimization of $\varphi\chi$ -s diagram according to the criterion of the road conditions

For citation:

Balakina E. V., Zotov N. M., Fedin A. P. Recommendations on Selection of Models for Calculation of ($\varphi\chi$ -s)-Diagrams of Automobile Tires by the Criterion of the Road Conditions, *Mekhatronika, Avtomatizatsiya, Upravlenie*, 2016, vol. 17, no. 2, pp. 128–133.

DOI: 10.17587/mau/17.128-133

References

1. **Balakina E. V., Zotov N. M., Fedin A. P.** *Osobennosti komp'yuternogo modelirovaniya v real'nom vremeni processa tormozheniya avtomobil'nogo koleasa* (Features of computer simulation in real time of the braking process of automotive wheels), *Mekhatronika, Avtomatizatsiya, Upravlenie*, 2015, vol. 16, no. 3, pp. 174–182 (in Russian).
2. **Balakina E. V.** *Raschet φ -s-diagramm na osnove obobshheniya rezul'tatov zarubezhnykh jeksperimentov* (The calculation of the φ -s diagrams on the basis of generalization of the results of foreign experiments), *Automotive Industry*, 2014, no 6, pp. 18–19 (in Russian).
3. **Balakina E. V., Zotov N. M., Zotov V. M., Platonov I. A., Fedin A. P.** *Problemy modelirovaniya dinamicheskikh processov v real'nom vremeni* (na primere tormoznoj dinamiki avtomobilja) (Problems of modeling dynamic processes in real time (for example brake vehicle dynamics), S. V. Bahmutov ed., Moscow, Mashinostroenie, 2013, 300 p.
4. **Revin A. A.** *Povyshenie jeffektivnosti, ustojchivosti i upravljajemosti pri tormozhenii avtotransportnykh sredstv* (Improving the efficiency, stability and controllability during braking of motor vehicles), Dissertation ... D. Sc. (Engineering), Volgograd, 1983, 601 p.

5. **Burckhardt M.** *Fahrwerktechnik: Radschlupf-Regelsysteme*, Wurzbur, Vogel, 1993, 432 p.

6. **Canudas-de-Wit C., Tsiotras P., Velenis E., Basset M., Gissinger G.** *Dynamic Friction Models for Road/Tire Longitudinal Interaction*, *Vehicle System Dynamics*, 2002, vol. 39 (3), pp. 189–226.

7. **Ir. I. J. M. Besselink, H. Nijmeijer, Ir. A. J. C. Schmeitz, Ir. J. A. W. van Dommelen.** Tyre models for steady-state vehicle handling analysis, ing. R. T. Uil DCT, Eindhoven, December, 2007, 142 p.

8. **Hakanen J., Kahara T.** Tyre Characterisation on Ice and Snow with a Measurement Vehicle, *2nd International Colloquium on Vehicle-Tyre-Road Interaction*. Nokian Tyres, Florence, February 23rd 2001.

9. **Kiencke U., Nielsen L.** *Automotive Control Systems — For Engine, Driveline, and Vehicle*. Second edition. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2005, p. 512.

10. **Liukkula M.** Tyre Characterisation on Summer and Winter Surfaces, *Presentation in Tire Technology Expo 2006, 3rd International Colloquium on Vehicle-Tyre-Road Interaction*. Nokian Tyres, available at: http://www.vertec.hut.fi/P05_Tire_tests.pdf.

11. **Denny M.** The dynamics of antilock brake systems, *European Journal of Physics*, 2005, vol. 26, no. 6, pp. 1007–1016.

12. **Nordstrom O., Astrom H.** Upgrading of VTI friction test vehicle BV12 for combined braking and steering tests under aquaplaning and winter conditions, *2nd International Colloquium on Vehicle-Tyre-Road Interaction*. Nokian Tyres, Florence, February 23rd 2001.

13. **Zotov N. M., Balakina E. V.** Using the φ - s_x Nomogram in Calculating the Dynamics of a Braked Wheel, *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*, 2007, vol. 36, no. 2, pp. 193–198.

УДК 007.51

DOI: 10.17587/mau.17.133-137

Л. В. Массель, д-р техн. наук, проф., massel@isem.sei.irk.ru,

А. С. Жиляев, аспирант, anton@el.istu.edu, **А. С. Говорков**, доц. govorkov_as@istu.edu,
Иркутский национальный исследовательский технический университет

Методика перехода от трехмерной модели к онтологическому представлению изделий авиационной техники*

Предлагается методика перехода от трехмерной модели изделия авиационной техники к онтологическому представлению и ее практическая реализация. Рассмотрены вопросы анализа производственной технологичности в авиационной, автоматизации процесса проектирования. Предложенная методика призвана облегчить процесс перехода между важнейшими этапами разработки изделия авиационной техники — проектированием и технологическим контролем, ускорить процесс проектирования, а также упростить внесение изменений в готовую 3D-модель изделия.

Ключевые слова: онтологическое моделирование, анализ производственной технологичности, интеллектуальные системы

* Работа выполнена при частичной финансовой поддержке гранта РФФИ № 15-07-01284 А.