

УДК 621.01 + 621.38

В. Г. Иванов, канд. техн. наук, доц.,
Г. В. Бутылин, В. Э. Сяхович, Б. Н. Широков,
Белорусский национальный технический
университет

Об оценке сцепления колеса с дорогой

Представлен анализ различных методологий по определению параметров взаимодействия колеса с дорогой. Рассмотрены вопросы аналитического и экспериментального определения коэффициента сцепления шины. Приведено описание подходов к виртуальной и аппаратной оценкам параметров сцепления в системах управления автомобиля.

Развитие автомобильных систем управления, базирующихся на применении современных технологий, сформировало стратегическое научное направление, целью которого является переход на качественно новый уровень технических систем с интеллектуальными функциями.

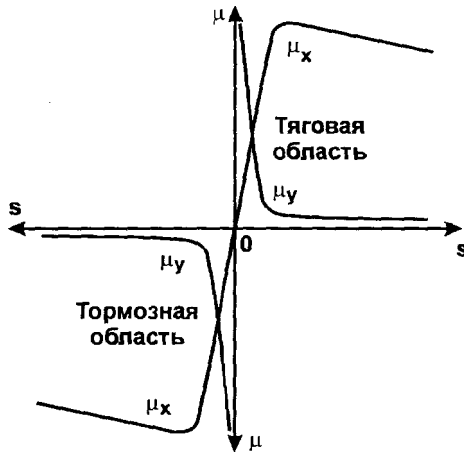
Однако опыт создания интеллектуальных систем управления тормозами, подвеской и другими элементами автомобиля определил ряд задач, связанных с фундаментальными вопросами взаимодействия колеса с дорогой, без решения которых невозможно построение достоверных интеллектуальных алгоритмов, в частности, задачи

- распознавания текущих условий движения колеса по сцеплению и проскальзыванию;
- прогнозирования характера изменений текущих условий при наступлении возможной критической дорожной ситуации для движения колеса;
- выявления показателей, характеризующих границы безопасного движения с точки зрения сцепления колеса с дорогой;
- определения связи потенциальных границ безопасного движения колеса с текущими условиями его работы.

Таким образом, можно отметить, что создание эффективных интеллектуальных автомобильных систем управления невозможно без оценки сцепления колеса с дорогой. Рассмотрим существующие и перспективные теоретические и практические направления в этой области.

Характеристики сцепления колеса с дорогой и их экспериментальное определение

В теории автомобиля основной характеристикой взаимодействия колеса с дорогой традиционно принято считать зависимость "коэффициент окружной силы μ_x — коэффициент боковой силы

Рис. 1. Традиционное представление μ - s -зависимостей

μ_y — коэффициент относительного проскальзывания s'' (рис. 1), где

$$\mu_x = F_x/F_z \text{ — удельная продольная сила; } (1)$$

$$\mu_y = F_y/F_z \text{ — удельная боковая сила; } (2)$$

$$s = V_s/V \text{ — коэффициент относительного проскальзывания. } (3)$$

В уравнениях (1)–(3) F_x , F_y и F_z — тангенциальная, боковая и нормальная силы, действующие в контакте колеса с дорогой, соответственно; V_s — скорость относительного проскальзывания элементов шины относительно дороги; V — линейная скорость автомобиля (скорость центра вращения колеса).

Характеристики $\mu(s)$ не имеют однозначного аналитического описания и определяются экспериментально в целях последующей интерпретации в алгоритмах автомобильных систем управления. Если дозированное нагружение колеса боковой силой, а значит и нахождение параметра μ_y , является технически простой задачей, то с определением параметров μ_x и s имеется ряд трудностей.

При определении проскальзывания колеса, как на стендах, так и на дороге, делается ряд допущений, которые существенно влияют на повторяемость условий эксперимента, а следовательно, и на его достоверность. В первую очередь это относится к начальным условиям. Так, при одной и той же начальной скорости автомобиля может быть различная начальная скорость относительного проскальзывания V_s . Этим фактором при испытаниях пренебрегают из-за сложности его оценки, хотя именно от него во многом зависит качественный вид μ_x - s -кривой. Также часто не учитывается время взаимодействия шины с дорогой. При длительных, повторяющихся испытаниях происходит изменение свойств контакта, вызванное деформаци-

онными и температурными процессами. В результате, в начале и в конце испытаний характеристики резины колеса могут существенно различаться.

В лабораторных условиях μ_x - s -кривые снимают с помощью стенов, на которых колесо катится по поверхности барабана с радиусом, в несколько раз превышающим радиус колеса. Очевидно, что при такой схеме испытаний область контакта шины с опорной поверхностью в тангенциальном направлении не будет соответствовать реальным условиям, в которых радиус дороги в плане стремится к бесконечности. Кроме этого, определить значение окружной силы в контакте при малых значениях проскальзывания не представляется возможным. На современном стендовом оборудовании снятие μ_x - s -характеристик начинается при условиях, примерно соответствующих линейной скорости автомобиля в 3 км/ч [1]. В [1] отмечается, что в этой области наблюдаются определенные колебания значения проскальзывания, однако при окончательной обработке результатов испытаний данным фактором пренебрегают, и зависимость коэффициентов окружной силы и относительного проскальзывания экстраполируется до нуля практически линейно.

Для определения сцепных свойств шин в реальных дорожных условиях в основном применяют так называемые динамометрические автопоезда, обычно в составе одиночного автомобиля и тележки, соединяемой с ним специальным дышлом и оснащенной испытательными колесами [2]. При такой схеме испытаний также невозможно, как и в стендовых условиях, оценить значения окружных сил при малом проскальзывании. Объективно определение параметров начинается лишь в области $s \approx 3...5\%$, а до этого все данные экстраполируются в ноль.

Таким образом, на экспериментальных μ_x - s -кривых доэкстремальная область с небольшими значениями s линеаризуется только исходя из предположения, что при отсутствии проскальзывания коэффициент $\mu_x = 0$ (рис. 2).

Информация о сцеплении и проскальзывании колеса чаще всего используется в виде баз данных, закладываемых в электронный блок управления той или иной автомобильной системы. Для реализации такого подхода требуются длительные испытания для конкретных пар трения "резина шины — дорожное покрытие" при различных начальных условиях. Варьируемыми параметрами обычно являются начальная скорость маневра, вертикальная нагрузка на колесо, угол бокового увода колеса, давление в шине, характеристики дорожной поверхности (например, высота водяного слоя для влажной дороги или температура льда для обледенелой дороги).

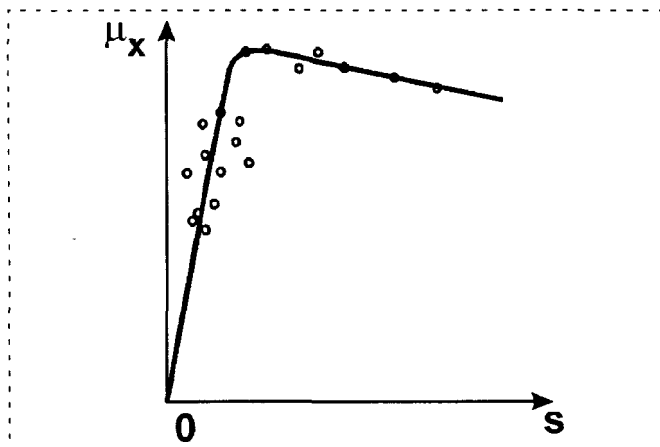


Рис. 2. Линеаризация доэкстремальной области μ_x - s -кривой

Проблемы достоверности полученной таким образом информации, которые отмечались выше, а также расширение функций современных систем управления автомобилем привели к развитию альтернативных информационно-измерительных источников для оценки взаимодействия колеса с дорогой. В частности, среди них можно выделить технологии виртуального и аппаратного определения параметров сцепления колеса с дорогой.

Виртуальное определение параметров сцепления колеса с дорогой

Виртуальные сенсоры базируются на косвенном определении коэффициента сцепления колеса с дорогой и представляют собой процессорные элементы в электронном блоке управления. Они обрабатывают информацию, полученную от других, реальных, датчиков, которые являются штатными компонентами различных систем управления автомобилем, например, датчиков частоты вращения колеса, давления в тормозной системе, перемещения подвески. Технические решения, известные из литературы, а также из анализа различных систем управления автомобилями, позволяют выделить следующие подходы к виртуальному определению параметров сцепления колеса с дорогой:

- динамический метод;
- статистический метод;
- метод нечеткой логики.

Динамический метод

При динамическом методе информация о коэффициенте сцепления выводится из модели движения автомобиля, заложенной в электронный блок управления. Обычно входной информацией для модели служат получаемые аппаратно параметры скоростей вращения колес, инерционной скорости автомобиля относительно вертикальной оси, давления в тормозной системе, угла поворота управляемых колес.

В качестве примера можно рассмотреть реализацию динамического метода для алгоритмов антиблокировочной системы. В этом случае минимальная конфигурация сенсорной части системы включает в себя индивидуальные датчики частоты вращения для каждого колеса и тормозного давления для каждого тормозного механизма. Определение коэффициента сцепления базируется на простой модели автомобиля (рис. 3), для которой применимы следующие уравнения силового баланса:

$$-m\ddot{x} = F_{\mu}; \quad (4)$$

$$M_j = M_{br} - F_{\mu}r$$

$$\text{или } J\omega = p_{br}A_{br}r_{br}f_{br} - \mu(s)mg, \quad (5)$$

где x — поступательное перемещение массы автомобиля, приходящейся на колесо; J — момент инерции колеса; p_{br} — тормозное давление; A_{br} — эффективная площадь трения тормозного механизма; r_{br} — радиус трения тормозного механизма; f_{br} — коэффициент трения тормозного механизма; g — ускорение поля тяготения Земли; μ — коэффициент сцепления; M_{br} — момент от тормозного механизма; M_j — инерционный момент колеса; F_{μ} — сила сцепления в точке контакта колеса с дорогой ($F_{\mu x}$); ω — угловая скорость вращения колеса; m — масса автомобиля, приведенная к колесу.

Поскольку параметры ω и p_{br} определяются по датчикам, то с помощью уравнений (4) и (5) в про-

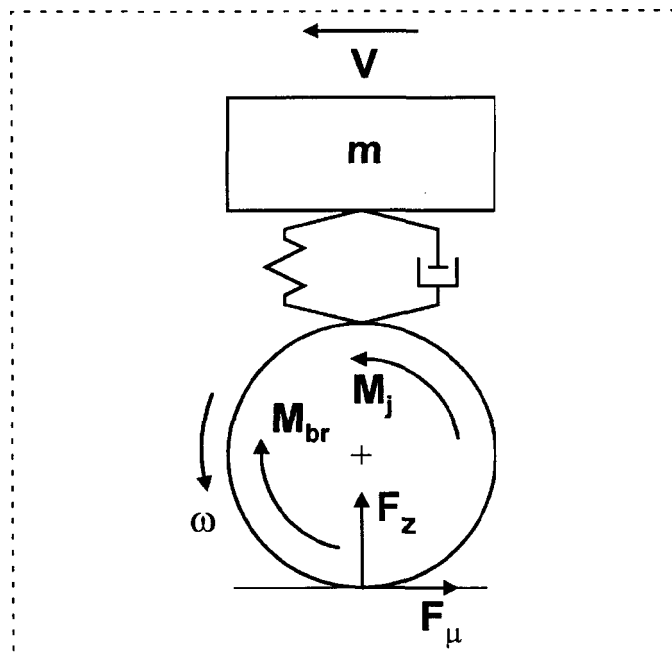


Рис. 3. Модель автомобиля
 M_{br} — момент от тормозного механизма; M_j — инерционный момент колеса; F_{μ} — сила сцепления в контакте колеса с дорогой ($F_{\mu x}$); ω — угловая скорость вращения колеса; m — масса автомобиля, приведенная к колесу

цессе работы системы на некотором i -м шаге квантования (опроса датчиков) может быть рассчитано текущее значение коэффициента сцепления μ , например, рекурсивным способом по методу наименьших квадратов [3]:

$$\hat{\mu}_i = \hat{\mu}_{i-1} + k_i(y_i - X\hat{\mu}_{i-1}), \quad (6)$$

где

$$y_i = \frac{\omega_i - \omega_{i-1}}{T} + \frac{f_{br} A_{br} r_{br}}{J} p_i; \quad (7)$$

$$X = \frac{mrg}{J}; \quad (8)$$

$$k_i = \frac{XP_{i-1}}{1 + X^2 P_{i-1}}. \quad (9)$$

Параметр k_i в формуле (9) является коэффициентом усиления обратной связи с ковариацией ошибки оценки

$$P_{i-1} = 10^q (y_{i-1} - X\hat{\mu}_{i-1})^2, \quad q = 2, 3, \dots, 8. \quad (10)$$

Несмотря на простоту реализации подобных расчетных схем в алгоритмах систем управления автомобилем, их точность существенно зависит от помехоустойчивости при обработке сигналов от датчиков частоты вращения колеса. Кроме этого, перед началом регулирования система должна иметь начальное, ориентировочное, значение коэффициента сцепления.

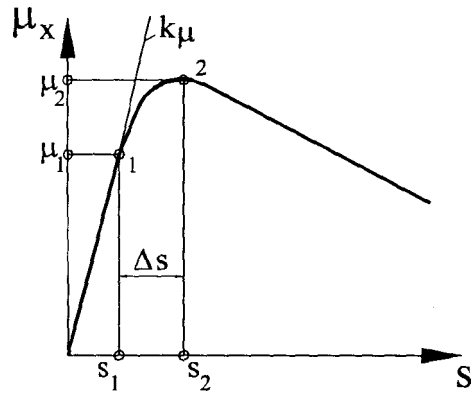


Рис. 4. Характерные показатели μ_x -с-кривой

Аналогичные подходы используются и при наличии на автомобиле в качестве штатного оборудования датчиков угла поворота управляемых колес, инерционной скорости, а также акселерометров, которые позволяют заложить в алгоритм пространственную модель движения транспортного средства. В качестве примеров можно рекомендовать работы [4–6].

Статистический метод

Данный метод базируется на корреляционных и регрессионных моделях, которые могут быть построены по результатам предварительных испытаний автомобильных шин на различных типах дорожных покрытий. В результате создается база данных μ - s -кривых или их характерных показате-

Таблица 1

Базовые статистические характеристики для шин легковых автомобилей*

Параметр	Условия	M	$M^{-95\%}$	$M^{+95\%}$	σ
k_μ	Сухое покрытие	6,384265	5,423483	7,345046	3,969326
	Влажное покрытие	8,354138	7,277401	9,430875	4,095045
	Лед	10,84	8,508744	13,17126	6,012119
μ_1	Сухое покрытие	0,638676	0,608491	0,668862	0,124707
	Влажное покрытие	0,552414	0,522935	0,581893	0,112114
	Лед	0,101607	0,080842	0,122372	0,053551
μ_2	Сухое покрытие	1,038162	1,018051	1,058272	0,083084
	Влажное покрытие	0,736897	0,704844	0,768949	0,121903
	Лед	0,134679	0,107998	0,161359	0,068807
$s_1, \%$	Сухое покрытие	3,169118	2,895995	3,442241	1,128367
	Влажное покрытие	1,99569	1,833974	2,157405	0,615037
	Лед	1,258929	1,136643	1,381214	0,315364
$s_2, \%$	Сухое покрытие	14,59559	12,83324	16,35794	7,280882
	Влажное покрытие	6,926724	6,288337	7,565111	2,427912
	Лед	3,642857	3,227845	4,057869	1,070282
$\Delta s, \%$	Сухое покрытие	11,46368	9,857199	13,07015	6,636923
	Влажное покрытие	4,931034	4,34609	5,515979	2,224659
	Лед	2,383929	1,963871	2,803987	1,083295

* M — математическое ожидание величины; $M^{-95\%}$, $M^{+95\%}$ — 95-процентный доверительный интервал величины; σ — среднее квадратическое отклонение.

Таблица 2

Значимая корреляция параметров μ_x - s -кривых

Условия	Коррелируемые параметры	Коэффициент корреляции Пирсона
Летние и всепогодные шины		
Сухое покрытие	μ_1/μ_2	0,63
	$s_2/\Delta s$	0,99
Влажное покрытие	μ_1/μ_2	0,94
	$s_2/\Delta s$	0,98
Лед	μ_1/μ_2	0,96
	$s_2/\Delta s$	0,98
Зимние шины		
Сухое покрытие	μ_1/μ_2	0,65
	$s_2/\Delta s$	-0,99
Влажное покрытие	μ_1/μ_2	0,87
	$s_2/\Delta s$	0,95
Лед	μ_1/μ_2	0,98
	$s_2/\Delta s$	0,95

лей (рис. 4), которая закладывается в электронный блок системы управления.

Для иллюстрации рассмотрим полученные авторами статистические данные, собранные на основе результатов тормозных испытаний шин легковых автомобилей (табл. 1—3). Их анализ позволяет сделать ряд выводов, касающихся оценки сцепных свойств колеса.

Параметр k_μ (фактически, это тангенс угла наклона линейного отрезка μ_x - s -кривой) является стабильным показателем для оценки сцепных свойств. Однако при его использовании необходимо обратить внимание на характерное увеличение значений на влажной дороге для летних шин и на обледенелой дороге для зимних шин, т. е. на увеличение крутизны μ_x - s -кривой.

Практически для всех типов шин и рассматриваемых режимов определения μ_x - s -кривых характерна корреляция между точками μ_1 и μ_2 , а также между точкой s_2 и диапазоном изменения проскальзывания Δs . Корреляция между μ_1 и μ_2 позволяет говорить о том, что имеются хорошие возможности для прогнозирования максимума коэффициента сцепления колеса уже в доэкстремальной области μ_x - s -кривой.

Достоверная регрессионная модель может быть построена для параметра μ_2 . Таким образом, максимальное значение коэффициента сцепления μ_2 может быть спрогнозировано по параметрам доэкстремальной области μ_x - s -кривой для всех типов шин при практически любых дорожных условиях.

Следует отметить, что надежное использование статистического метода для определения сцепных свойств колеса возможно только после обширных предварительных испытаний конкретных типов шин для конкретного автомобиля.

Таблица 3

Результаты многомерного регрессионного анализа

Условия	Незначимые параметры	Значимые параметры	Коэффициент детерминации R^2
Параметр μ_2			
Летние шины, влажное покрытие	s_1, k_μ	μ_1	0,8972
Летние шины, лед	s_1, k_μ	μ_1	0,9255
Зимние шины, влажное покрытие	s_1, k_μ	μ_1	0,8292
Зимние шины, лед	s_1, k_μ	μ_1	0,9562
Параметр s_2			
Летние шины, сухое покрытие	k_μ	s_1, μ_1	0,8240
Зимние шины, сухое покрытие	k_μ	s_1, μ_1	0,8166

Метод нечеткой логики

Первые патенты по автомобильным системам на нечеткой (fuzzy) логике появились в 1980-х годах. В настоящее время эта область активно развивается и внедряется во многих странах мира. Например, компания Nissan разработала нечеткую автоматическую трансмиссию и нечеткую противоскользную систему, компания Mitsubishi объявила о выпуске первого в мире автомобиля, где управление каждой системой основано на нечеткой логике.

Данный метод базируется на построении функции принадлежности входных и выходных параметров, задания базы правил их взаимодействия, выбора методов фаззификации, дефаззификации и алгоритма нечеткого вывода. На примере для шин легковых автомобилей на рис. 5 показана схема нахождения начального коэффициента сцепления по информации от датчиков температуры и относительной влажности окружающей среды. База правил задается на основе погодных наблюдений, т. е., например, если температура низкая и влажность высокая, то дорога представляет собой асфальт с большим обледенением.

На рис. 6. показана схема нахождения коэффициента сцепления μ_x с использованием относительного проскальзывания колеса с дорогой s , нормальной нагрузки на колесо N , приведенного коэффициента ускорения t_s :

$$t_s = \frac{A_k - \varepsilon_k r_d}{A_k}, \tag{11}$$

где A_k — линейное ускорение колеса; ε_k — угловое ускорение колеса; r_d — динамический радиус колеса.

При малых значениях t_s шина движется в области максимального коэффициента сцепления, с ростом t_s наблюдается уменьшение μ_x .

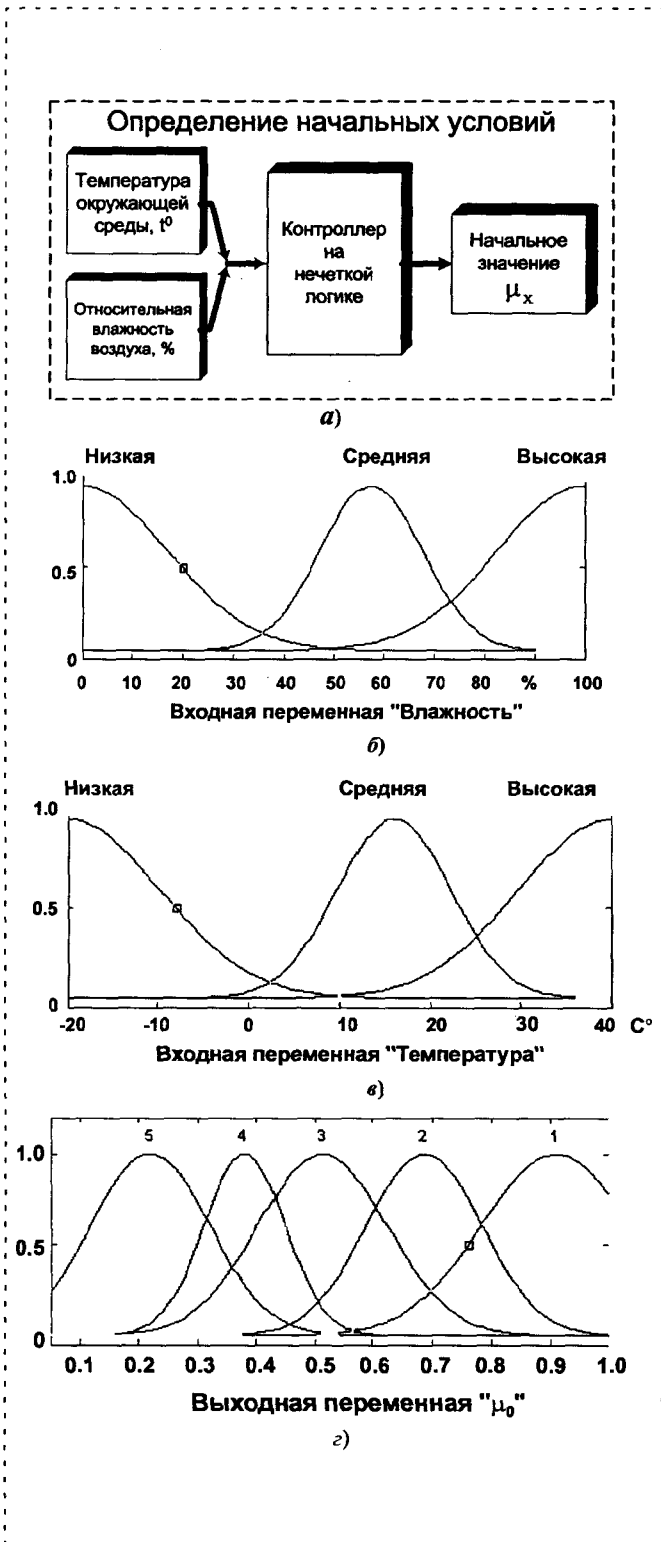


Рис. 5. Схема определения начального значения коэффициента сцепления в процессе маневра методом нечеткой логики (а) и функции принадлежности для относительной влажности окружающей среды (б), температуры (в) и начального значения коэффициента сцепления μ_0 (г). Тип дороги: 1 — сухая; 2 — сухая с небольшой высотой водяного слоя; 3 — влажный асфальт с большой высотой водяного слоя; 4 — асфальт с небольшим обледенением; 5 — асфальт с большим обледенением)

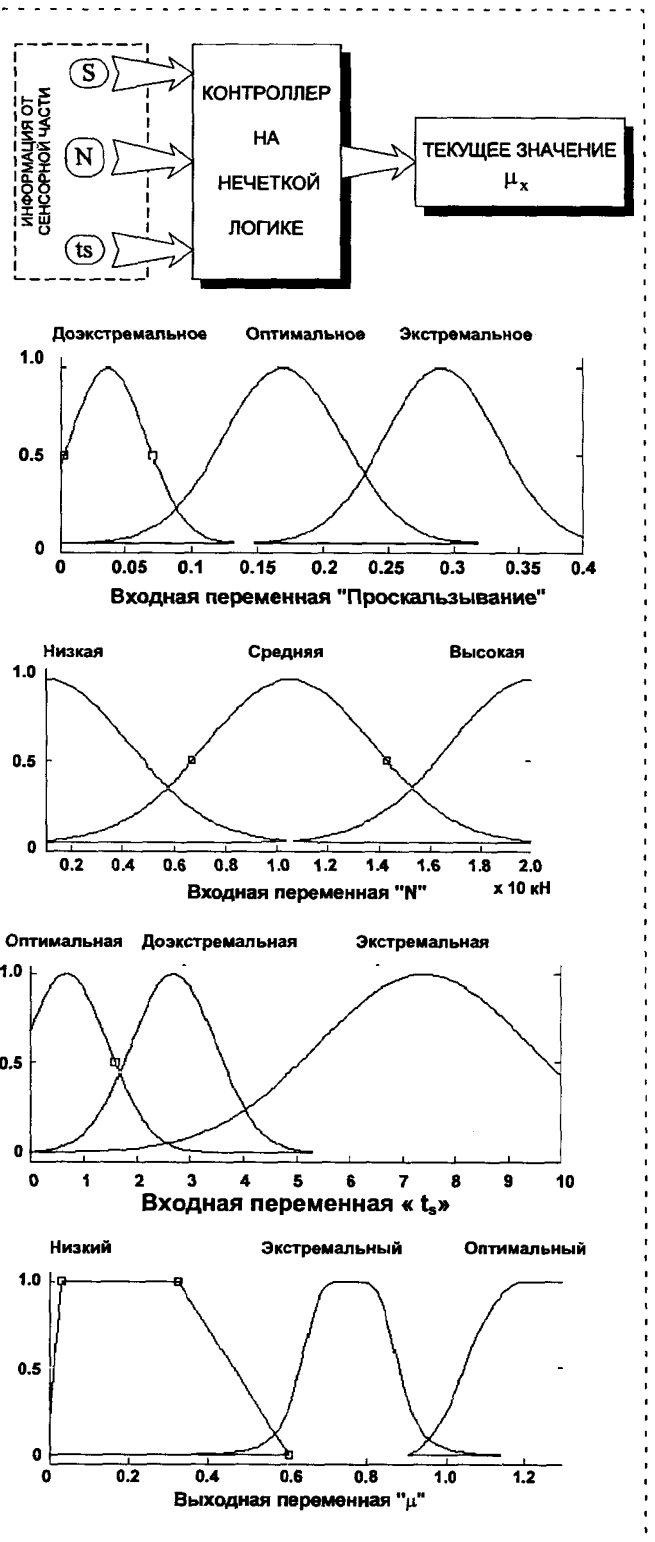


Рис. 6. Схема определения текущего значения коэффициента сцепления в процессе маневра методом нечеткой логики с соответствующими функциями принадлежности

Аппаратное определение параметров сцепления колеса с дорогой

Задача прямой оценки сцепления колеса с дорогой с помощью датчиков возникла достаточно давно, в середине 1960-х годов. Однако до сих пор не сформирован однозначный подход к решению этой проблемы. Все многочисленные инженерные решения в данной области могут быть условно классифицированы следующим образом:

- бортовые сенсоры для прямого измерения параметров сцепления колеса с дорогой;
- бортовые сенсоры для косвенного измерения параметров сцепления колеса с дорогой;
- внебортовые сенсоры.

Бортовые сенсоры для прямого измерения параметров сцепления колеса с дорогой. Прямое, непосредственное, измерение параметров сцепления колеса с дорогой базируется на использовании различных физических эффектов, позволяющих оценить процессы в паре трения "шина — опорная поверхность".

Среди предлагавшихся в разное время решений можно отметить датчики, определяющие структуру дороги через инфракрасное или СВЧ-излучение, либо по эффекту Доплера. Фактически, они представляют собой системы, монтирующиеся на раме транспортного средства и сканирующие поверхность дороги. В результате могут быть измерены параметры микропрофиля дороги, по которым электронный блок управления рассчитывает значение коэффициента сцепления. К существенным недостаткам таких систем следует отнести чувствительность к воздействию внешней среды, а также высокую стоимость.

Существуют различные методики по оценке сцепления колеса через микропрофиль дороги. Чаще всего максимальное значение коэффициента сцепления рассчитывают как функцию фактической поверхности контакта A_r , которая, в свою очередь, зависит от скорости поступательного движения колеса и скорости проскальзывания:

$$\mu_{\max} = f(A_r(V, V_s)). \tag{12}$$

В соответствии с рис. 7 площадь A_r может быть представлена как сумма элементарных областей контакта:

$$A_r = \sum_i a_i, \tag{13}$$

где a_i — элементарная область контакта.

Указанную площадь можно рассчитывать по информации о микропрофиле дороги, получаемой от перечисленных выше датчиков. В качестве иллюстрации можно привести следующую зависимость [7, 8]:

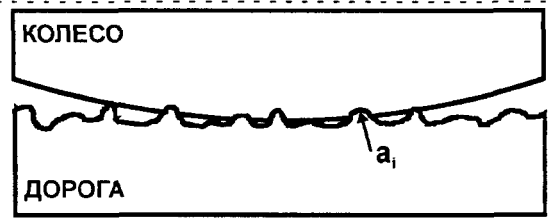


Рис. 7. Взаимодействие колеса с микропрофилем дороги

$$A_r(V, V_s) = \frac{D}{2-D} \frac{2\sigma\tau^2}{\pi G^{D-1}\eta} \left(e^{-\frac{b\delta}{r} \frac{V}{V_s}} + \frac{b\delta}{r} \frac{V_s}{V} - 1 \right) \frac{L^{1-D} - l^{1-D}}{1+D}, \tag{14}$$

где D — размер фрактала элементарного контакта; G — фактор масштабирования фрактала элементарного контакта; L и l — верхняя и нижняя границы для длины волны (при представлении контакта в виде сглаженной, синусоидальной волны); σ — внутреннее напряжение резины шины; τ — показатель релаксации резины шины; η — вязкость резины шины; δ — коэффициент формы резины шины; b — длина области контакта; r — радиус колеса.

Заслуживающими внимания решениями являются комплексные сенсорные системы, одна из которых показана на рис. 8. В представленной системе основным элементом является ультразвуковой датчик, монтируемый на раме в передней части автомобиля. Он состоит из источника, передающего волновые сигналы в ультразвуковом диапазоне, и приемника сигналов, отраженных от поверхности дороги. Поскольку часть передаваемого сигнала

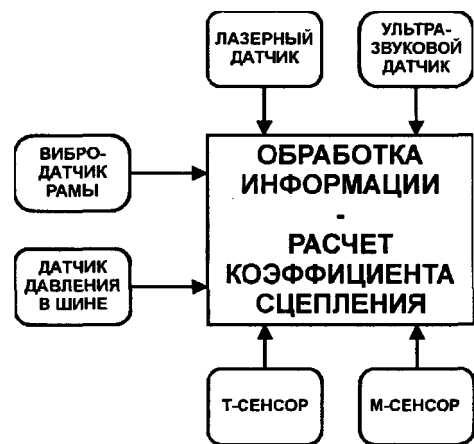


Рис. 8. Комплексная сенсорная система для оценки коэффициента сцепления

ла абсорбируется дорогой, то имеет место обратная пропорциональность между количеством абсорбированного излучения и "оптической" плотностью дороги. Параметры "оптической" плотности дорожного покрытия могут быть затем пересчитаны в коэффициент трения по известным из трибологии зависимостям.

Из-за неровностей дороги часть посланного ультразвукового сигнала может рассеиваться, поэтому для коррекции параллельно устанавливаются лазерный датчик, позволяющий оценивать геометрию дорожной поверхности. Конструктивно он также выполнен в виде источника и приемника сигнала. Влияние микропрофиля дороги, а также колебаний автомобиля учитывают с помощью датчиков вибрации рамы и давления в шине. На их основе в блоке обработки информации проводится фильтрация параметров, полученных от ультразвукового и лазерного датчиков. При окончательном расчете коэффициента сцепления осуществляется дополнительная коррекция с учетом температуры (Т-сенсор) и влажности (М-сенсор).

Недостатком подобных сенсорных систем является их высокая стоимость, хотя развитие новых сенсорных технологий в ближайшем будущем должно привести к созданию подобных устройств, приемлемых для установки на серийные автомобили. Неисследованным вопросом для данных систем является баланс между точностью и быстродействием, поэтому в ближайшей перспективе их целесообразно применять для периодического определения коэффициента сцепления в процессе движения автомобиля.

Бортовые сенсоры для косвенного измерения параметров сцепления колеса с дорогой. Если прямое измерение параметров сцепления колеса с дорогой фактически означает оценку трибологических процессов в точке контакта шины с опорной поверхностью, то при косвенном измерении оценивают параметры, которые являются производными (функциями) от коэффициента сцепления. К основным из них относятся сила, возникающая при контакте шины с опорной поверхностью (реактивный момент от этой силы), и деформация шины.

Сила, возникающая при контакте шины с опорной поверхностью и реактивный момент от этой силы могут быть вычислены по выражениям

$$F_{\mu} = \mu F_z; \quad M_{\mu} = F_{\mu} r, \quad (15)$$

где r — динамический радиус колеса.

Первые патентные решения в автомобилестроении по измерению данных параметров появились в 1960-х годах. На сегодняшний день можно выделить следующие типовые способы для определения силы F_{μ} :

- по реактивному усилию в направляющих элементах подвески;
- по усилиям в суппорте и в связанных с ним частях тормозного механизма;
- по крутильной деформации, измеренной на полуосях (мостах) автомобиля.

Следует отметить, что первые два из перечисленных направлений в мировой автомобилестроительной науке и практике признаны тупиковыми. Например, измерение в элементах подвески очень чувствительно к воздействию дорожных неровностей.

Наибольшую критику вызывают измерения, построенные на оценке усилий в суппорте и связанных с ним частях тормозного механизма. Во-первых, они реализуемы только для тормозного режима движения автомобиля, в то время как информация о коэффициенте сцепления необходима в первую очередь для систем управления устойчивостью, плавностью хода и активного рулевого управления, которые функционируют на всех режимах движения транспортного средства. Во-вторых, на достоверность получаемой информации существенно влияют температурные процессы в тормозном механизме.

Тем не менее, исследования в данной области продолжаются, поскольку позволяют, в частности, использовать эффективные принципы регулирования для систем активной безопасности автомобиля [9, 10].

Анализ современных исследований показывает, что активное развитие получает принцип косвенного измерения сцепления колеса с дорогой по деформации шины (рис. 9). В этом случае, например, в боковую стенку шины может быть имплантирована матрица с намагниченными металлическими вставками, сканируемая в процессе движения колеса двумя сенсорами. При приложении к колесу крутящего или тормозного момента возникает внутренняя деформация элементов шины, которая может быть оценена по радиальному и угловому смещениям соседних намагниченных вставок. Эти смещения определяются указанными сенсорами, например, датчиками Холла или индуктивными датчиками, и затем пересчитываются в электронном блоке управления в коэффициент сцепления колеса с дорогой.

Несмотря на множество спорных вопросов в данной информационно-измерительной системе рассматриваемое направление получает все большее распространение. В частности, фирма *Continental Teves* (ФРГ) — известный производитель как шин, так и электронных систем автомобиля — собирается выпустить на рынок серийные системы активной безопасности, оснащенные подобными сенсорными устройствами [11].

♦ **Внебортовые сенсоры.** Получение информации о сцепных свойствах дороги с помощью внеш-

них, внебортовых, сенсорных систем стало возможным с появлением ИТС-технологий. Под ИТС, или интеллектуальными транспортными системами, чаще всего понимают комплексные устройства, обеспечивающие интеллектуальную поддержку движения автомобиля как элемента транспортного потока. Они включают в себя:

- системы регулирования безопасной дистанции;
- системы регулирования скоростного режима;
- системы автоматической парковки;
- системы автоматического движения по трассе;
- навигационные системы (системы глобального позиционирования).

Внебортовые сенсорные системы могут представлять собой устройства, устанавливаемые на дороге через равные промежутки. Они сканируют поверхность дороги и по оценке спектра, с учетом текущих погодных условий (температуры, влажности), передают некоторое базовое значение коэффициента сцепления μ_{base} на принимающее устройство автомобиля, проезжающего через данный участок трассы. Полученное базовое значение коэффициента сцепления корректируется по информации от бортовых датчиков транспортного средства, в частности, с учетом давления в шине, скорости движения и др. Окончательное значение далее используется в алгоритмах систем управления автомобилем. Пример структуры такой системы показан на рис. 10.

Внебортовое определение коэффициента сцепления колеса с дорогой является очень перспек-

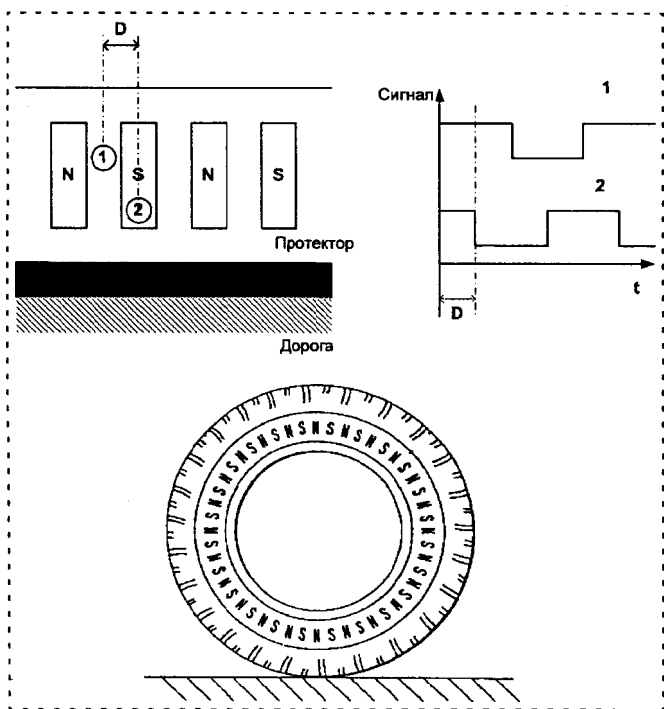


Рис. 9. Измерение внутренней деформации в шине (по материалам [11])
1, 2 — намагниченные вставки

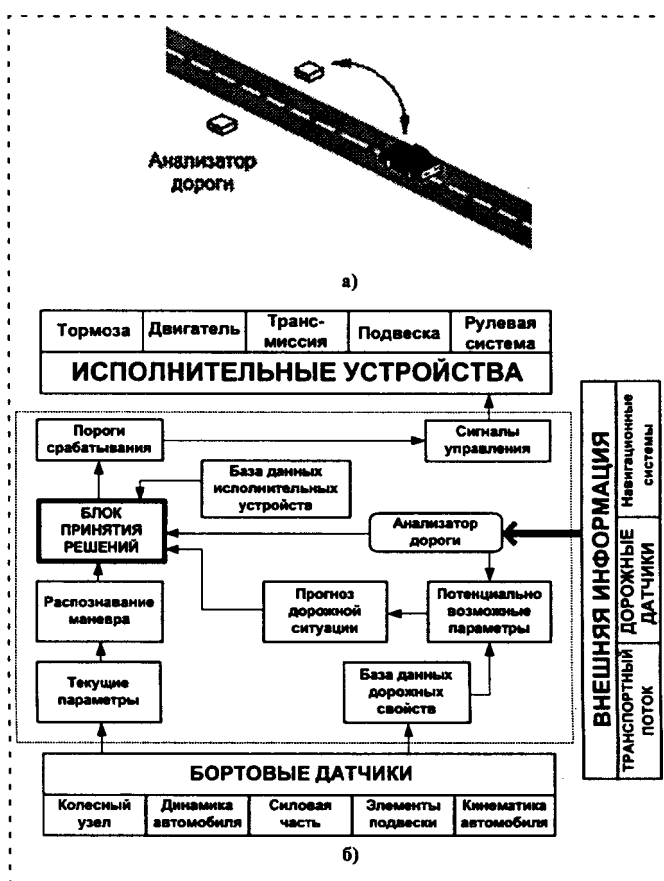


Рис. 10. Внедорожное измерение коэффициента сцепления
а — принцип получения информации; б — структура интегрированной системы управления автомобилем

тивным направлением, поскольку позволяет существенно упростить расчетную часть алгоритмов управления в электронных системах автомобиля, для которых требуется информация о сцепных свойствах. Несмотря на удорожание инфраструктуры дорог, оснащенных подобными устройствами, их использование может существенно повысить безопасность движения, так как становится возможным использование принципов превентивного, упреждающего, управления автомобилем.

Проведенный анализ показал разнообразие методов и подходов для определения параметров сцепления колеса с дорогой. Следует отметить, что в настоящее время преимущественно используется виртуальное определение параметров сцепления. Во многом это объясняется хорошо разработанной аналитической базой, а также возможностью использования штатного сенсорного оборудования систем управления автомобилем, например, датчиков частоты вращения колес. В то же время, виртуальные методы имеют ряд недостатков. Во-первых, они критически усложняют алгоритмы рабо-

ты систем управления автомобиля. Во-вторых, отсутствуют универсальные подходы к виртуальному определению коэффициента сцепления, которые можно было бы использовать как в регулировочных системах с достаточно большой инерционностью, например, в системах управления подвеской, так и в быстродействующих системах, например, в системах активной безопасности.

Развитие направлений по аппаратному определению параметров коэффициента сцепления с помощью соответствующих сенсоров пока сдерживается уровнем технологий. Тем не менее, опытные разработки в данной области уже хорошо зарекомендовали себя при стендовых и дорожных испытаниях автомобилей. Поэтому в ближайшее время следует ожидать качественно новых и эффективных решений по оснащению транспортных средств сенсорными системами для определения параметров взаимодействия колеса с дорогой.

Список литературы

1. **Gnadler R., Unrau H.-J., Fischlein H., Frey M.** Ermittlung von μ -Schlupf-Kurven an Pkw-Reifen. FAT-Schriftenreihe Nr. 119, Frankfurt am Main, 1995. 169 S.

2. **Bachmann T., Bielaczek C., Breuer B.** Der Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn und dessen Inanspruchnahme durch den Fahrer // Automobiltechnische Zeitschrift. 1995. Bd. 97. Nr. 10. S. 658—667.

3. **Патент 5,513,907 США, МКИ В60Т 8/32.** Method and circuit configuration for determining a frictional value / Kiencke U., Daiss A., Probst G. (ФРГ); Siemens Aktiengesellschaft, Munich (ФРГ). 07.05.1996.

4. **Kiencke U., Nielsen L.** Automotive control systems. Heidelberg: Springer, 2000. 416 pp.

5. **Патент 6,508,102 США, МКИ G01М 17/02.** Near real-time friction estimation for pre-emptive vehicle control / Margolis D. L., Belltown C. J., Arai A. Ya. (США); Aisin Seiki Co., Ltd. (Япония). 21.01.2003.

6. **Патент 6,618,661 США, МКИ В61С 15/08; В62D 5/04; В60Т 8/24.** Road friction coefficients estimating apparatus for vehicle / Kogure M. (Япония); Fuji Jukogyo Kabushiki Kaisha (Япония). 09.09.2003.

7. **Mandelbraut B. B.** Self affined fractals and fractal dimensions // Physica Scripta. 1985. Vol. 32. P. 257—260.

8. **Патент 5,814,718 США, МКИ G01N 19/02.** Method and apparatus for measuring or controlling friction / Andresen A., Johnsen O. (Норвегия), Rado Z. (Венгрия); Norsemeter A/S (Норвегия). 29.09.1998.

9. **Лепешко И. И., Иванов В. Г.** Антиблокировочные системы — системы экстремального регулирования // Konferencja hamulcowa'94. Lodz. 1994. S. 120—129.

10. **Бутылин В. Г., Иванов В. Г., Лепешко И. И.** и др. Анализ и перспективы развития мехатронных систем управления торможением колеса // Мехатроника. 2000. № 2. С. 33—38.

11. **Патент 6,293,140 США, МКИ В60С 23/00.** Device for detecting the rotary behavior of a vehicle wheel / Lohberg P. (Германия); Continental Teves AG & Co., OHG (Германия). 25.09.2001.

CONTENTS

Sokolov B. V., Yusupov R. M. *Conceptual Foundations of Integrated Description for Models and Multiple-Model Complexes* 2

Voronin V. V. *The Diagnostics of Inspection and their Logical Forms* 9

Zhirabok A. N., Pisarets A. M. *Diagnosis of Data Units of Submarine Robots* 15

Makarov I. M., Lohin V. M., Manjko S. V., Romanov M. P., Boljshakov P. A., Mordkovich E. A., Semenov A. V. *Intellectual Robotic Systems: Trends of the Development and the Problems of the Elaboration. Part I* 22

Burdakov S. F., Yudin I. V. *Mobile Robot Motion Control by the Quantative Information about Target Coordinates* 35

Riazantsev V. I. *Improvement of Active Security of Vehicle by Means of Using Automatically Controlled Toe-in* 40

Ivanov V. G., Boutylin G. V., Slakhovich V. E., Shyrokov B. N. *About Estimation of Wheel-Road Adhesion* . . 47

Издательство «НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ»

107076, Москва, Стромынский пер., 4/1

Телефон редакции журнала: **(095) 269-5397**, тел./факс **269-5510**

Дизайнер *Т.Н. Погорелова*. Художник *В.Н. Погорелов*.
Технический редактор *И.С. Павлова*. Корректор *Ю.Н. Рыбакова*

Сдано в набор 05.07.2004. Подписано в печать 10.08.2004. Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 6,86. Уч.-изд. л. 8,19. Заказ 1300. Цена договорная.

Журнал зарегистрирован в Комитете Российской Федерации по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций
Свидетельство о регистрации ПИ № 77-11648 от 21.01.02

Учредитель: издательство "Новые технологии"

Отпечатано в Подольской типографии филиале ОАО "ЧПК". 142110, г. Подольск, ул. Кирова, 15