

УДК 629.3.027.514

РАСЧЁТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ МЕТОД МОДЕЛИРОВАНИЯ НЕСТАЦИОНАРНОГО КАЧЕНИЯ АВТОМОБИЛЬНОГО КОЛЕСА ПРИ ГОРИЗОНТАЛЬНОМ ПЕРЕМЕЩЕНИИ ЕГО ЦЕНТРА

П. И. Саркисов, асп., С. Д. Попов, к. т. н., доц. / Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана
G. Prokop, Dr.-Ing. / Дрезденский технический университет

В транспортной стратегии на период до 2030 года, утверждённой распоряжением Правительства Российской Федерации от 22 ноября 2008 года № 1734-Р, обозначены задачи по повышению уровня безопасности транспортной системы и снижению тяжести дорожно-транспортных происшествий.

В 2012 году утверждается новая федеральная целевая программа «Повышение безопасности дорожного движения в 2013–2020 годах», среди задач которой указано «повышение уровня технического состояния эксплуатирующихся транспортных средств, их активной и пассивной безопасности». Эта задача предусматривает стимулирование внедрения и использования новых систем активной безопасности [1].

Разработка и исследование подобных систем является сложным и трудоёмким процессом, во многом осуществляемым средствами моделирования. Многие системы активной безопасности предполагают корректирование курса и траектории автомобиля, что осуществляется индивидуальным кинематическим и силовым воздействием на каждое его колесо.

Если вычисление силовых факторов на колёсах, требуемых для сохранения устойчивости транспортного средства, проблем, как правило, не вызывает, то расчёт

такого воздействия на колесо с упругой шиной, которое вызовет желаемые силы и моменты в зоне контакта, сводится к одной из сложнейших фундаментальных задач механики — задаче о качении колеса с эластичной шиной. Поэтому вопрос о нахождении боковой реакции на колесе в нестационарном режиме, а также его стабилизирующего момента является актуальным в контексте установленных на национальном и международном уровнях приоритетов.

Актуальность подтверждается и высоким количеством работ по данному вопросу — их можно разделить на три принципиально разных подхода:

- эмпирические методы способны весьма точно описать конкретную зависимость по экспериментальным данным, но не позволяют перейти от неё к другим свойствам шины [2];

- модели на основе физических аналогов требуют небольших затрат по идентификации ограниченного количества их параметров, позволяют исследовать различные свойства по однажды параметризованному физическому аналогу, но уступают по точности эмпирическим моделям [3];

- конечно-элементные методы заключаются в детальном вос-

создании структуры шины, что отражается в высокой точности, но трудоёмкости построения и вычисления модели [4, 5].

В последние десятилетия наряду с традиционными требованиями к моделям, такими как точность и быстродействие, выдвигаются и повышенные запросы к пригодности модели к параметризации. Приоритет этого качества повышается ввиду интенсивной интеграции моделирования в процесс разработки и исследования автомобиля и сопутствующих систем. В таких условиях применимость эмпирических и конечно-элементных методов ограничивается, в то время как модели на основе физических аналогов позволяют сочетать доступность параметризации с возможностью регулировать их точность и быстродействие, варьируя сложность аналога.

В отечественной и зарубежной литературе встречается большое количество различных механических аналогов, однако основополагающих инструмента можно выделить два:

- модель типа «нить на упругом основании» описывает шину связным телом, допускающим один излом в точке выхода нити из зоны контакта [3];
- щёточная модель представляет тело шины массивом несвязных элементов [6].

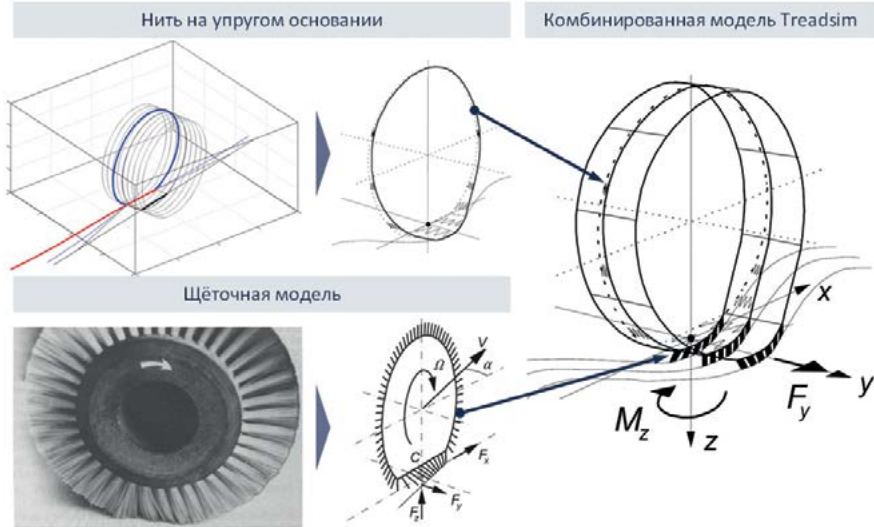


Рисунок 1. Комбинированная структура модели с несколькими рядами нитей на упругом основании

Однако структура шины такова, что её каркас представляет собой связную анизотропную структуру, а периферийный слой резины беговой дорожки является изотропным и несвязным с точностью до элементов протектора. Поэтому разумным представляется описание не всего упругого тела шины одним инструментом, а комбинирование двух инструментов по схеме «каркас — периферия».

Одна из наиболее развитых комбинированных моделей называется Treadsim [6]. Она описывает каркас нитью на упругом основании, протектор — одним рядом щёточных элементов на нити, при этом такие нити с распределёнными по ним щёточными элементами размножа-


ются в несколько рядов для учёта ширины шины (рис. 1). К недостаткам данной модели относится одно вычислительное послабление, заключающееся в аппроксимации деформированной формы нити кривой второго порядка, а также одна структурная особенность — отсутствие учёта связного каркаса как основания щёточных элементов. Поэтому из анализа состояния вопроса вынесен следующий вывод: описание физическими моделями боковой силы при нестационарном уводе раскрыто недостаточно; исчерпывающее описание ими стабилизирующего момента вовсе отсутствует.

Исходя из полученных соображений поставлена цель исследо-



Рисунок 2. Построение разработанного механического аналога

Таблица 1. Основные характеристики барабанного стенда

	Макс. линейная скорость	300 км/ч
	Макс. радиальная нагрузка	30 кН
	Макс. угол увода	90°
	Макс. боковая реакция	20 кН
	Диаметр барабана	2 000 мм
	Ширина барабана	500 мм
	Макс. диаметр колеса	900 мм
	Скорость изменения угла увода	50 °/с
	Диапазон значений развала	+10°... -45°
	Скорость изменения развала	До 30 °/с
	Собственные частоты	>300 Гц

вания — повысить адекватность описания силовых и моментных характеристик шины путём построения описания обуславливающих их физических процессов.

В результате анализа литературы, конструктивных свойств и особенностей производственного процесса шины сформирована следующая механическая структура модели: обод колеса представлен абсолютно жёстким телом; поверхностью, на которой находится каркас шины, является плоскость в зоне контакта шины и цилиндр в свободной её части. Этой поверхности принадлежит замкнутая лента, имеющая возможность изгибаться вокруг радиальной оси шины и перемещаться в осевом направлении колёса. Такому поперечному перемещению препятствуют упругие связи ленты с жёстким ободом, распределённые по всей окружности

(так называемое Винклеровское основание), моделирующие работу боковин и упругого тела (газа) шины. Полученная структура является моделью каркаса шины: лента, как и каркас, отражает свойство связности без каких-либо изломов. Для учёта несвязных свойств протектора шины пригодна щёточная модель, но построенная не от жёсткого обода, как в традиционном случае, а от деформируемого каркаса. Такая структура уже способна описывать свойства шины, но она имеет криволинейную (то есть одномерную) зону контакта, что ограничивает описание стабилизирующего момента. Поэтому ленту целесообразно представить широкой, а массив расположенных на ней щёточных элементов — двумерным (рис. 2). Отличие данной структуры от многорядных моделей заключается в примене-

нии общего связного основания двумерного массива щёточных элементов, а не совокупности отдельных нитей.

Однако при описании происходящих в подобном комбинированном аналоге физических процессов математическими уравнениями приходится расплачиваться за учёт большого количества свойств. Деформация упругого тела шины уже не равна деформации щёточных элементов, как в традиционной щёточной модели [7], и не равна прогибу ленты, как в моделях типа «нить на упругом основании» [3]. Деформация шины равна сумме деформаций двух указанных аналогов. Определить это соотношение междулагаемыми можно с помощью уравнений равновесия.

Рассмотрим задачу в двух частных постановках. Предположим,

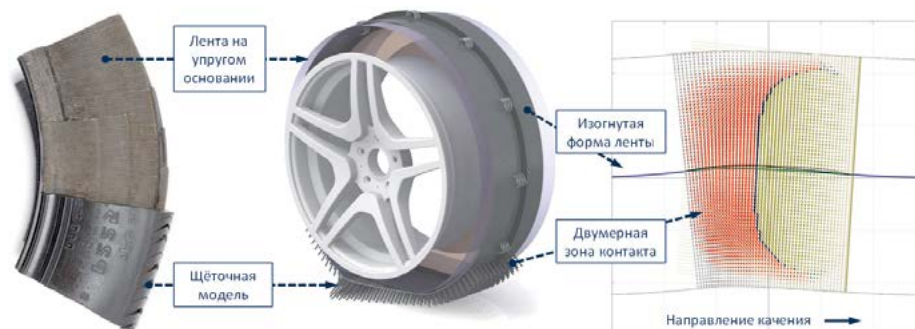


Рисунок 3. Переход от физической структуры к уравнениям с помощью системы связей

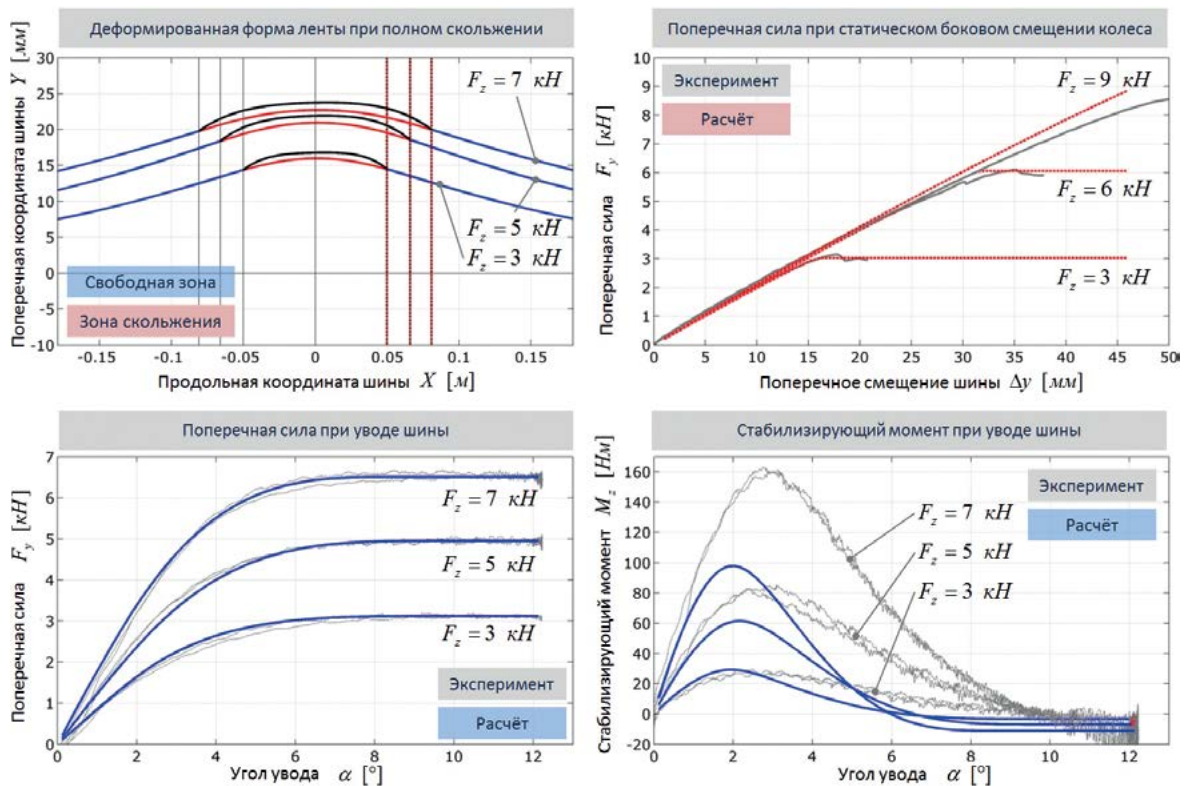


Рисунок 4. Результаты эксперимента и расчёта модели с одномерной зоной контакта

что деформация щёточных элементов известна. Зная их жёсткость, можно вычислить нагрузку, которую элементы передают на ленту, то есть нагрузку, которую деформированный слой резины беговой дорожки передаёт на изогнутый каркас шины. В таком случае деформированная форма ленты описывается дифференциальным уравнением изогнутой оси балки теории изгиба стержней [8]:

$$EIy^{IV} - Ty'' + ky = q_y(x) + \frac{d\mu_z(x)}{dx},$$

где $y(x)$ — функция поперечного прогиба ленты в зависимости от продольной координаты колеса x ; E — изгибная жёсткость ленты вокруг радиальной оси колеса; T — осевая сила в сечении по направлению считается растягивающей; k — коэффициент жёсткости упругого основания; $q_y(x)$ и $\mu_z(x)$ — функции внешней распределённой поперечной нагрузки и распределённого изгиба-

ющего момента на ленте со стороны массива щёточных элементов.

Сделаем теперь обратное предположение: пусть известна изогнутая форма ленты. Деформация щёточного элемента есть вектор, соединяющий точку его касания с опорным основанием с точкой его закрепления на ленте. Для определения положения точек касания с дорогой была составлена система уравнений кинематических связей, позволяющая для любого кинематического возбуждения обода колеса определить кривую следа, который будет оставлять точка входа в зону контакта на поверхности опорного основания. Для определения положений точек закрепления щёточных элементов на деформированной ленте наносится её изогнутая ось, относительно которой строится искажённая площадка её контакта в соответствии с гипотезой плоских се-

чений и геометрическими параметрами шины (рис. 3). Так как точка ленты и точка опорного основания расходятся друг от друга (при уводе, рассогласовании продольных скоростей, скольжении), то элемент деформируется, продолжая их связывать, но только до тех пор, пока вызванная деформацией сила не превысит его потенциал по сцепным свойствам.

Данное математическое описание модели было доведено до совместной системы уравнений, соответствующей непрерывной задаче, то есть с бесконечным числом щёточных элементов. Однако система уравнений содержит ряд дифференциальных уравнений в частных производных и других проблемных мест, усложняющих её решение. Был сделан вывод о том, что модель с комбинированной механической структурой лишается возможности аналитического решения, отличается крайне трудоёмким численным

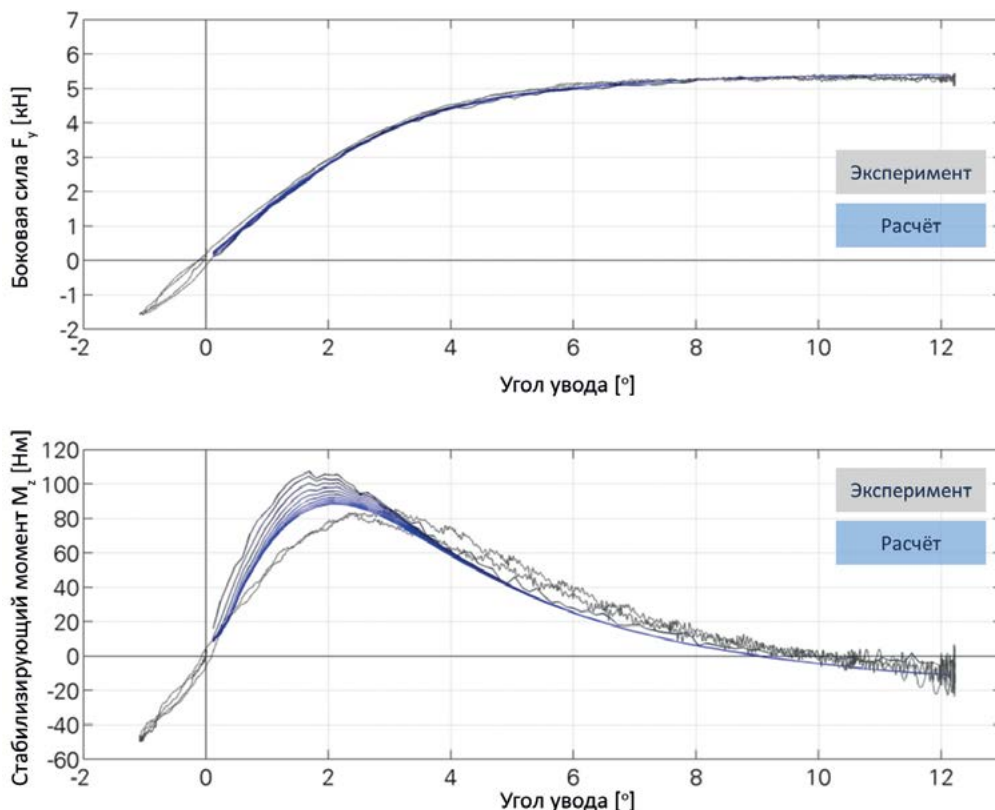


Рисунок 5. Результаты эксперимента и расчёта модели с двумерной зоной контакта

решением совместной системы уравнений и поэтому требует разработки специального математического обеспечения, то есть подбора и настройки инструментов и методов решения системы уравнений модели.

Совместная система уравнений может быть разделена на две подзадачи:

- зная функцию прогиба ленты, можно найти с помощью уравнений кинематических связей функцию нагрузки на ленте со стороны щёточной периферии;
- зная функцию нагрузки на ленте со стороны периферии, можно найти методами теории изгиба стержней функцию прогиба ленты.

Был разработан итерационный процесс, телом цикла которого является последовательное решение двух указанных задач, а в качестве результата итерации выступает функция нагрузки на ленту со стороны щёточной периферии. В ходе его отладки была

обнаружена и исследована предрасположенность системы к расходимости [9]. Для избежания этого явления применена стратегия коррекции приближений, то есть коррекции результата текущей итерации перед подачей его на следующую. Эта мера позволила обеспечить сходимость процесса к решению с требуемой точностью.

Экспериментальное обоснование выполнено с помощью барабанного стенда (табл. 1) следующей конструкции: колесо катится по стальному барабану диаметром два метра; для вариации угла развала и увода колеса предусмотрены горизонтальная и вертикальная подвижные рамы и опорное подшипниковое кольцо диаметром 1,5 м. Для приложения вертикальной нагрузки используется гидравлический цилиндр, закреплённый на несущих элементах стенда.

Все испытания проведены для легковой летней шины размерно-

стью 245/45 R18. Для корректной параметризации модели были проведены динамические испытания двух типов:

- стационарное качение колеса с уводом до 12 градусов при скорости 60 км/ч;
- поперечное смещение обода неподвижного колеса.

Рис. 4 иллюстрирует сравнение экспериментальных данных с результатами расчётов не для разработанной модели, а для однорядной, то есть для узкой ленты с одним рядом щёточных элементов.

Установлено следующее:

- модель с одномерной криволинейной зоной контакта в состоянии качественно правильно и количественно точно описывает характеристики боковой силы при качении с уводом и при статическом поперечном смещении обода, максимальное отклонение от эксперимента в обоих случаях не превышает 8 %;

- описание моделью стабилизирующего момента показало недопустимую точность при качественно правильных кривых (ошибка до 50 %).

Для проверки данного эффекта был проведён ещё один эксперимент: статический поворот неподвижного колеса вокруг вертикальной оси. Полученные ранее явления подтверждаются: модель с однорядной зоной контакта показывает качественно верные результаты, но количественно неточные, с ошибкой вплоть до 50 %. Это позволяет аргументированно говорить об ограниченности моделей с одномерным контактом и подтверждает целесообразность рассмотрения подходов с двумерной площадкой. Поскольку задача при пространственной зоне контакта решается итерационными методами, важную информацию несёт сравнение результатов не одной, а первых десяти итераций (рис. 5).

Отмечены следующие особенности:

- учёт двумерной зоны контакта по сравнению с одномерной незначительно уточняет описание боковой силы при уводе (ошибка 4 % против 8 %), за десять итераций результат меняется несущественно (в 5%-й полосе от решения);

- в описании стабилизирующего момента модель с двумерной зоной контакта показывает по-прежнему недостаточно точный результат (отклонение до 26 %), но существенно более близкий к эксперименту, нежели модель с одномерным контактом (ошибка до 50 %). По мере приближений результат меняется значительно, что говорит об удалённости начального приближения от решения.

Из исследования вынесены следующие выводы:

- механические модели сочетают доступность параметризации

с возможностью регулировать точность и быстрдействие, варьируя сложность аналога;

- комбинирование простых аналогов позволяет учесть больше значимых свойств шины (чем отдельные механические модели), но лишает модель возможности аналитического решения и требует разработки математического обеспечения решения уравнений, её описывающих;

- расчёт построенной модели с помощью разработанного итерационного метода для шины 245/45 R18 показал:

- сходимость к решению с точностью 1 % по силовым факторам за десять итераций;

- соответствие эксперименту с ошибкой не более 4 % и незначительное уточнение относительно результатов существующих аналогов при описании моделью боковой силы при уводе;

- недостаточную точность (ошибка 26 %) при качественно верных зависимостях изменения стабилизирующего момента, но существенно более близкие к экспери-

ментальным значения, нежели дают известные модели с одномерной зоной контакта (ошибка до 50 %).

Разработанная модель шины, учитывающая податливость её каркаса, двумерную зону контакта с опорным основанием и скольжение в ней, выявляет ранее широко не изучавшуюся связь между силовыми факторами и геометрическими параметрами зоны контакта шины, в частности её шириной. Рассмотрение двумерной площадки контакта позволяет исследовать процессы в ней, прежде всего неоднородность деформаций, которая возникает при перекачивании колеса с нестационарным кинематическим возбуждением, что является необходимым при разработке и исследовании систем автомобиля, направленных на повышение уровня его конструктивной безопасности.

Исследовательский проект выполняется при поддержке программы Европейского союза Erasmus Mundus Action 2 MULTIC.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Решение 86-й Международной конференции Ассоциации автомобильных инженеров «Конструктивная безопасность транспортных средств». — М.: Центр испытаний НАМИ, 2014. — 4 с.
2. Pacejka H. B., Bakker E. The Magic Formula Tyre Model // Proc. 1st. Colloq. Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis. — Amsterdam: Swits and Zeitlinger, 1993. — P. 1–18.
3. Эллис Д. Р. Управляемость автомобиля / пер. с англ. — М.: Машиностроение, 1975. — 216 с.
4. Белкин А. Е., Нарская Н. А., Одинцов О. А. Расчёт деформаций автомобильной шины при стационарном качении // Проблемы шин и резинокордных композитов: труды XVI Международной конференции. — М., 2005. — Т. 1. — С. 52–59.
5. Одинцов О. А. Разработка метода решения нелинейных контактных задач стационарного качения автомобильной шины: дис. ... канд. техн. наук. — М., 2008. — 208 с.
6. Pacejka H. B. Tyre and Vehicle Dynamics. — Elsevier BH: TU Delft, 2002. — 3rd ed. — 642 p.
7. Van Putten S. Tire Bore Torque. A Semi-Mechanical Approach to Measurement and Modeling of Standstill and Rolling Conditions // Intelligent Tire Technology Conference. — Darmstadt, 2012.
8. Светлицкий В. А. Механика стержней: учеб. для втузов: в 2 ч. — М.: Высшая школа, 1987. — Ч. 1. Статика. — 320 с.
9. Pacejka H. B. A Hybrid Computer Model of Tire Shear Force Generation // Automobile Manufacturers Association. Highway Safety Research Institute. — 71 p.