ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

УЧРЕДИТЕЛИ:
МИНИСТЕРСТВО ПРОМЫШЛЕННОСТИ,
науки и технологий РФ,
ОАО "АВТОСЕЛЬХОЗМАШ-ХОЛДИНГ"

№ 10 • октябрь • 2018

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 629.113:339.137.2

ПРОБЛЕМЫ И ПЕРСПЕКТИВЫ ИНТЕЛЛЕКТУАЛИЗАЦИИ УПРАВЛЕНИЯ КАЧЕСТВОМ СБОРОЧНЫХ ПРОЦЕССОВ В АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИИ

Д-ра техн. наук **КОЗЛОВСКИЙ В.Н., АНТИПОВ Д.В.;**
канд. техн. наук **АЙДАРОВ Д.В.; КЛЕЙМЕНОВ С.И.**
Самарский ГТУ, Тольяттинский ГУ, ООО "Бизнес-Консалт" (846.278-44-60)

Представлены результаты разработки и реализации инструментов интеллектуализации в процессе управления качеством выполнения сборочных операций на автосборочном предприятии.

Ключевые слова: *автомобильная промышленность, мониторинг качества.*

Kozlovskiy V.N., Antipov D.V., Aydarov D.V., Kleimenov S.I.

PROBLEMS AND PROSPECTS OF INTELLECTUALIZATION OF QUALITY MANAGEMENT OF ASSEMBLING PROCESSES IN AUTOMOBILE BUILDING

The article presents the results of the development and implementation of intellectualization tools in the process of managing the quality of assembly operations at an assembly plant.

Keywords: *automotive industry, quality monitoring.*

Трудно переоценить значимость решения комплексной проблемы по переводу производственных систем отечественных машиностроительных предприятий на интеллектуальные рельсы управления. Несомненно то, что такое решение станет гарантом повышения качества продукции и эффективности корпораций, а также сформирует вектор новых горизонтов стратегического развития конкурентоспособности.

Для многих наукоёмких, высокотехнологичных производств, выпускающих массовый продукт, процесс постоянного улучшения служит естественной причиной развития конкурентоспособности, и автомобилестроение в этом плане не является исключением. Последние десятилетия ознаменованы расцветом так называемых интеллектуальных технологий и систем в разных отраслях экономической деятельности. В нашей стране, к глубокому сожалению, лишь некоторые из наиболее "продвинутых" промышленных предприятий начинают их разрабатывать и внедрять. Имеющийся объём публикаций и информации о конкретных достижениях по данной тематике пока незначителен. Анализ данных открытых источников показывает, что достигнутый опыт при разработке и внедрении интеллектуальных технологий раскрывает в основном зарубежную практику грандов автомобилестроения — "Тойоты", GM, "Ниссана" и др. Информация о достижениях и проблемах в реализации таких технологий в рамках действующих систем менеджмента качества (СМК) предприятий по основным бизнес-процессам весьма и весьма ограниченна.

И это неудивительно: сегодня интеллектуальные, или как их ещё называют, адаптивные или гибкие технологии и системы тщательно охраняются на корпоративном уровне организаций. Они составляют ядро и критическую массу инструментов, обеспечивающих долгосрочное развитие корпораций, как с точки зрения улучшения СМК, так и с точки зрения улучшений основных процессов, в которых производственный сегмент составляет значительную долю.

Действительно, вклад производства в качество продукта, а следовательно, и в его конкурентоспособность, наряду с разработкой и техническим обслуживанием, является ключевым. Получается, что развитие интеллектуальных систем, с точки зрения обеспечения качества изготовления продукции должно быть приоритетным и определяющим.

Проведённый анализ уровня дефектности в гарантии по грузовым (рис. 1, *а*), легковым (рис. 1, *б*) автомобилям российского производства по данным за 2015 год показывает, что доля сборочных дефектов (механосборка и сборка автомобилей) в общей структуре дефектности

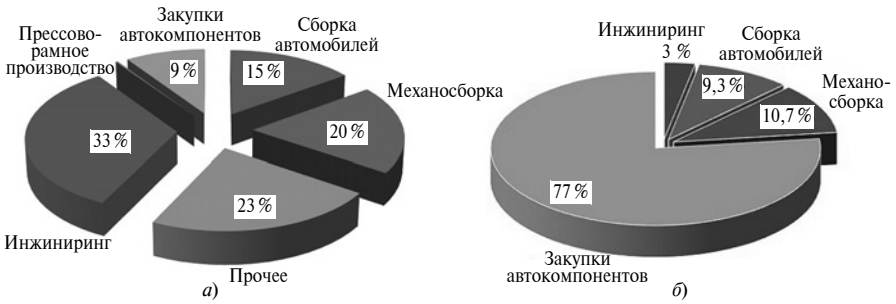

Рис. 1. Сегментация дефектов автомобилей в гарантийный период по ответственным подразделениям

весьма существенная и приближается к уровню 20—25 %.

Анализ данных по удовлетворённости потребителей воспринимаемым качеством автомобилей также показывает, что влияние проблем качества выполнения сборочных операций значительное (таблица). При этом пункт 3 по грузовому сегменту, относящийся к качеству выполнения предпродажной подготовки, в силу специфики составления технологических инструкций можно смело интерпретировать также как невысокий уровень качества выполнения сборочных операций. Таким образом, за счёт расширения операций по проверке крепления узлов и агрегатов, момента затяжки, автопроизводители часто снижают риски качества производства. И если в сервисе предпродажная подготовка проводится ненадлежащим образом, то эти дефекты фиксируются уже на ранних стадиях эксплуатации автомобилей.

Таким образом, на основании вышеизложенного можно сделать вывод: проблема качества сборочных операций существенно влияет на уровень дефектности и удовлетворённость потребителей воспринимаемым качеством автомобилей. Причём, как видно из рисунка и таблицы, речь может идти о примерно равной значимости проблемы в производстве грузовых и легковых автомобилей. По сути, речь идёт об отраслевой проблеме.

Практика показывает, что львиная доля сборочных операций в автомобилестроении, в условиях массового производства, осуществляется на конвейерных линиях или на участках подсборки с помощью гайковёртов, и именно здесь, во время технологических аудитов, контрольных проверок и метрологических инспекций фиксируются в большом объёме отклонения. Такие отклонения, в основном, носят исполнительский характер. Они всегда приводят к существенной потере качества выпускаемой продукции, вследствие нарушения технологических процессов. А учитывая такт выпуска, объёмы массового производства и количество используемого в условиях конвейерной сборки сложного инструмента, становится понятна актуальность проблемы повышения качества производства продукции за счёт интеллектуализации управления качеством сборочных операций.

Именно поэтому цель данной работы состоит в разработке и реализации научно-практического подхода к улучшению производства автомобилей за счёт интеллектуализации управления качеством сборочными процессами механических узлов и финишной сборки автомобилей.

Очевидное технологическое отставание в развитии российского станкостроения, приборостроения, производства технологического оборудования вполне определённо просматривается в условиях современного действующего производства автомобилей, где значительная доля производственных процессов выполняется на довольно старом оборудовании иностранного производства, которое, впрочем, поддерживается в работоспособном состоянии и продолжает выпускать продукцию определённого, заложенного нормативами уровня качества.

Естественно, что новые производственные решения — недешёвое удовольствие, особенно когда речь заходит о закупках высокотехнологичного оборудования для массового производства у ведущих западных корпораций, таких как "Атлас Копко", "ДженРад" и др., поэтому всегда в процессе обоснования и принятия решений должен присутствовать здоровый прагматизм, касающийся приемлемого уровня достаточности закупаемых производственных модулей и компонентов, определяемого по основным точкам рисков реального производства, например с помощью методологии FMEA.

Ещё один аспект, на котором нужно обязательно остановиться, касается эффективности использования закупаемого интеллектуального оборудования. Здесь есть очевидные проблемы. Наша практика показывает, что зачастую потенциал этого оборудования на российских предприятиях используется, мягко говоря, не в полном объёме. Иногда его интегрируют в технологические процессы так же, как обычные аналоги, только для выполнения сборочных операций, иногда к его функционалу добавляют инструменты защиты от дурака (*Poka Yoke*). Получают положительный эффект, что показано на рис. 2 (*а*, *б*). Но ведь это далеко не предел эффективности работы такого оборудования. И сра-

№	Наиболее важные для потребителей проблемы качества российских автомобилей по сегментам	
	Легковой	Грузовой
1	Невысокое качество материалов обивки дверей и сидений	Проблемы с задним мостом
2	Проблемы с бортовым оборудованием и органами управления	Отсутствие запасных частей для ремонта
3	Плохая шумоизоляция	Некачественно выполненная предпродажная подготовка
4	Невысокое качество сборки (двери, пороги, уплотнители и т.д.). Вибрации, посторонний шум и др.	Невысокое качество сборки, приходится всё что-то прикручивать самому

зу следует оговориться, что мы невполне честны по отношению к читателям, представляя электронные контрольные карты процесса измерения момента затяжки при выполнении сборочной операции на предприятии одного из ведущих автопроизводителей России. Само их наличие уже говорит о развитости информационных систем и технологий управления в сборочном процессе. Получается, что показать пример эффективности использования в производстве "светофора" нам помогли элементы интеллектуализации управления качеством, к числу которых относится соответствующая информационная среда накопления, обработки и анализ статистических данных и унифицированных форм вывода отчётной информации. В обратном случае мы бы не смогли так эффектно показать полученный результат.

Уже понятно, что повышение эффективности использования интеллектуальной составляющей такого оборудования заключается в необходимости развития информационных технологий и систем управления. Даже, можно сказать, что речь идёт об определённом развитии культуры производства. Это большая организационно-техническая работа. Это затраты. И если у менеджмента предприятия нет полного понимания смысла и важности СМК организации как глобального инструмента улучшений, то, скорее всего, и нет понимания потенциальных возможностей новых технологий в улучшении процессов и качества продукции. При этом, в лучшем случае, соответствующее оборудование закупается и определённым образом используется. Возникают закономерные вопросы — "Зачем?" и "Почему?". Обычное оборудование гораздо дешевле, срок его окупаемости меньше, рентабельность производства получается выше. Но как же быть с глобальными перспективами развития? Как обеспечить переход на новый уровень качества продукции?

Смысл развития производства в направлении интеллектуализации состоит в том, что критическая масса накопленных и эффективно используемых на предприятии передовых технологий способна не только переломить ситуацию, связанную с невысоким уровнем качества производства, эта масса, так сказать, позволяет преодолеть некоторый технологический, и даже психологический достигнутый предел, она даёт возможность перешагнуть через устоявшиеся целевые границы СМК и обеспечивает вывод компании в новые горизонты развития, на новый качественный уровень производства.

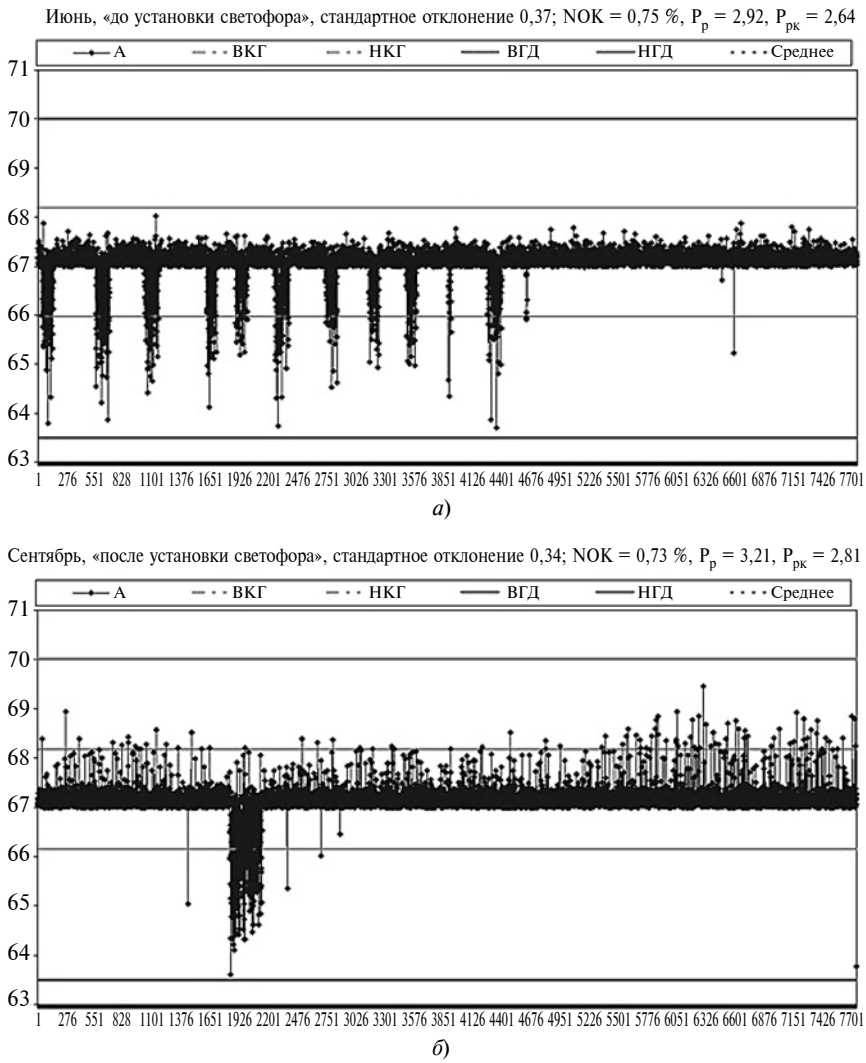

Рис. 2. Результаты внедрения "светофора" при выполнении сборочной операции

И теперь, спускаясь с небес на землю, часто как в плохом анекдоте, мы возвращаемся к проблеме высшего менеджмента организации (см. п. 2, Принципы СМК).

Прежде чем перейти к предлагаемой концепции и инструментам решения проблемы интеллектуализации управления качеством действующего сборочного производства, необходимо сделать ряд важных выводов.

1. Проблема обеспечения качества сборочных операций и процессов остаётся одной из наиболее актуальных проблем российского автомобилестроения.

2. Практика показывает, что традиционно используемые инструменты управления качеством сборки достигли некоторого предела обеспечения эффективности, и требуется разработка и реализация новых, соответствующих передовому уровню научно-технического прогресса, решений, обеспечивающих переход на более высокий уровень развития.

3. Практически безальтернативным, с учётом кардинальности, решением проблемы улучшения производственных процессов, с точки зрения качества, является внедрение элементов и комплексов интеллектуального производства, однако данное решение ни с финансовой,

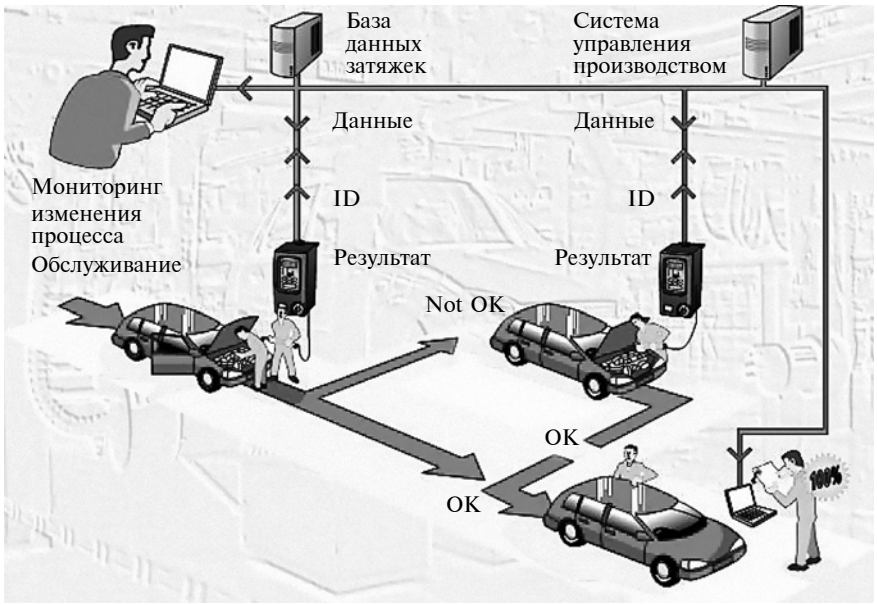

Рис. 3. Упрощённая графическая модель концепции интеллектуального управления сборочным процессом

ни с организационно-технической точки зрения не является доступным. Оно требует в известной степени жёсткого прагматичного подхода, основанного на чётком понимании производственных рисков качества.

Упрощённо концептуальная модель интеллектуального управления качеством сборочного производства может быть представлена в виде, показанном на рис. 3. Здесь все выделенные по ключевым признакам, с учётом рисков, сборочные операции оснащены интеллектуальным гайковёртом, позволяющим не только определять правильность или неправильность исполнения операций, но и классифицировать отклонения по факторам: не достигнут/превышен момент затяжки; не достигнут/превышен угол затяжки; отпущен курковый выключатель и т.д.

Автоматизированные рабочие места, оснащённые интеллектуальным инструментом обеспечиваются индивидуальным электронным адресом (*ID*). На операциях установлена светозвуковая контрольная сигнализация оценки качества исполнения работы. Данные о качестве сборочных операций в виде электронных массивов цифровых кодов накапливаются в серверах, обрабатываются и выводятся в виде статистических отчётов через соответствующую компьютерную информационную систему мониторинга качества сборочного производства (ИС МКСП). Основой при построении алгоритмов обработки статистических данных служит метод мониторинга производственного процесса с использованием статистических инструментов *SPC* (*Statistical process control*), с учётом требований метода *MSA* (*Measurement System Analysis*).

Примерный перечень ключевых сборочных операций, определяющих риски производства легковых автомобилей, может содержать следующие позиции: крепления гаек задних амортизаторов; подсбор растяжек передней подвески; крепление рычагов передней подвески; монтаж колёс; монтаж ступичных гаек и шаровых опор передней подвески; затяжка наконечников рулевых тяг на стендах регулировки; операции по регулировке развала и схождения колёс и т.д. Как видно из перечня, интеллектуализация операций снижает риски, напрямую связанные с безопасностью эксплуатации транспортных средств.

Для обеспечения функций идентификации и прослеживаемости при выполнении выделенных операций вдобавок к обычному алгоритму действий оператор сборочной линии должен ручным сканером считать VIN-код автомобиля.

Перейдём к очевидным достижениям предлагаемой системы, их целая группа: гарантированное более высоким уровнем управления качество продукта; более оперативный контроль качества с быстрым выявлением возникающих проблем и возможностью их блокирования; несомненная (световая и звуковая) помощь операторам сборочных линий для бездефектной работы; возможность мониторинга качества производственного процесса в реальном масштабе времени. Изменение индекса количественных достижений

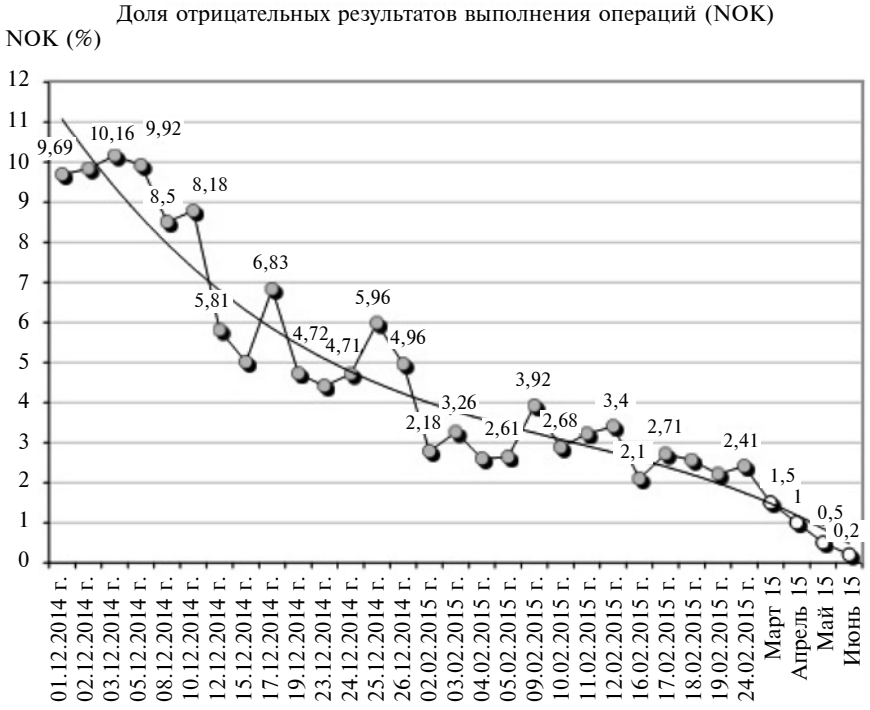

Рис. 4. Мониторинг достижения целей в области качества сборочного производства

в улучшении качества сборки автомобилей по выбранной группе операций иллюстрирует рис. 4.

Теперь, когда уже понятны основные достоинства разработки и реализации мероприятий по интеллектуализации сборочных процессов производства автомобилей, можно взглянуть на развитие предложенного решения, тем более что оно пока касается только собственно производственной системы. Однако уже сейчас, мы понимаем, что скрещивание электронных баз данных, отражающих результаты производства и результаты эксплуатации автомобилей, в рамках единого комплекса определения причинно-следственных связей дефектов позволит на практике усилить аналитическую систему поиска корневых причин отказов транспортных средств. В случае выявления дефектов в эксплуатации и отсутствия их причин в производстве — более точно заложить вектор развития инжиниринговых задач в решении проблем качества. Аналитическая работа с другой комбинацией электронных баз данных при участии информационной системы ремонта и обслуживания производственного оборудования способно обеспечить повышение эффективности и качества работы ремонтных служб предприятия.

В заключение обозначим следующий сегмент в перспективах развития процесса интеллектуализации управления качеством в производстве. Возвращаясь к постановке проблемы (см. рис. 1 и таблицу), и конкретно к сегменту закупок автокомпонентов, исходя из практического опыта, мы понимаем, что наибольшая часть эксплуатационных отказов, а также существенная доля вопросов потребителей связана с безотказностью электротехнических и электронных компонентов. Электротехнический комплекс современного автомобиля становится ключевым звеном транспортного средства и с точки зрения функциональности, и с точки зрения комфорта, безопасности, экологичности и т.д. А если учитывать бурные инновационные процессы, связанные с массовым развитием электротехнологий на транспорте и активным насыщением рынка электромобилями, автомобилями с комбинированной энергоустановкой, а также появлением автономных беспилотных транспортных средств, то становится понятно, что требуется опережающая комплексная работа, направленная на обеспечение гарантированного уровня качества элементов электрооборудования и электроники, которого сегодня можно достичь, по сути, только с помощью интеллектуализации производства.

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

УДК 629.1.026

РОЛЬ СИЛ ВНУТРЕННЕГО ТРЕНИЯ В ШИНЕ ПРИ ПЕРЕХОДЕ КОЛЕСА В КАЧЕНИЕ

Канд. техн. наук **КОПОТИЛОВ В.И.**
Тюменское ВВИКУ имени маршала инженерных войск А.И. Прошлякова
(vikopotilov@mail.ru)

Анализируется система сил, прикладываемых к ведущему колесу автомобиля в процессе его перехода в качение. Рассматривается механизм образования статического момента сопротивления качению и роль сил внутреннего трения в шине. Раскрывается причина отсутствия продольной реакции дорожной поверхности и её появление только во второй фазе нагружения колеса крутящим моментом. Указывается, что статический момент нормальной реакции дороги уравновешен моментом сил внутреннего трения, поэтому снос нормальной реакции — не причина сопротивления качению, а лишь его следствие.

Ключевые слова: *колесо, шина, трогание автомобиля с места, сопротивление качению, силы внутреннего трения, снос нормальной реакции, продольная реакция дороги.*

Kopotilov V.I.

THE ROLE OF INTERNAL FRICTION FORCES IN TIRE TRANCITION OF WHEEL IN MOTION

The system of forces, applied to the driving-wheel of the car during its transition to the rolling, is analyzed. The mechanism of formation of static moment of rolling resistance and role of forces of internal friction in a tire is examined. The reason of the lock of longitudinal reaction of road surface and its appearance only in the second phase of the loading wheel torque is revealed. It is specified that the moment of the normal reaction of the road is road is balanced point of internal friction forces, therefore the demolition of the normal reaction is not the cause of rolling resistance, but only its consequence.

Keywords: *wheel, tire, the car pulling away from the place, rolling resistance, internal friction forces, the demolition of the normal reaction, longitudinal response of the road, bearing.*

Сопротивление качению колеса, как известно, связано с действием сил внутреннего трения, возникающих при деформировании шины и обусловленных несовершенством её упругости, т.е. гистерезисом [1]. Если бы шина обладала идеальной упругостью и её деформация не сопровождалась бы внутренним трением, то качение колеса с ней по абсолютно твёрдой, ровной и горизонтальной дороге не вызывало бы никакого сопротивления движению.

Проявляется сопротивление качению колеса не только в процессе движения, но и при трогании автомобиля с места. Однако природа и механизм образования сопротивления неподвижного колеса, препятствующего его переходу в качение, до сих пор не исследованы. При этом нет ясного представления о том, играют ли силы внутреннего трения в шине неподвижного колеса такую же роль в образовании сопротивления, что и при его движении. Или же природа сопротивления в этом случае совсем другая?

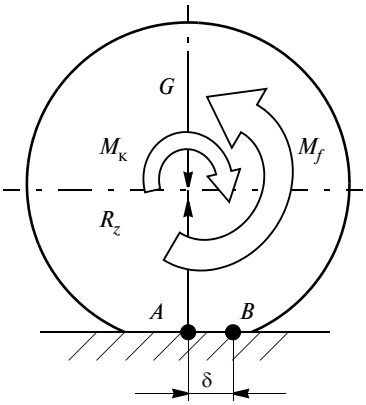

Рис. 1. Схема сил в начальной фазе трогания

В процессе трогания колёсной машины с места нарастание крутящего момента $M_к$, подводимого к неподвижному ведущему колесу, происходит плавно в течение 0,7...1,3 с. Приложение $M_к$ к колесу, прижатому к опорной поверхности силой G, обусловленной собственной тяжестью, а также силой тяжести автомобиля, приводит к образованию не только силы тяги ($P_т$) и продольной (R_x) реакции, которая, наряду с нормальной реакцией R_z, прикладывается к его шине в зоне контакта с дорогой, но и момента сопротивления качению M_f. При этом процессы образования силы тяги, момента сопротивления качению и продольной реакции дороги имеют свои особенности и протекают в несколько стадий (фаз).

Как показывает анализ, в начальной стадии приложение к колесу крутящего момента $M_к$ не приводит к возникновению продольной реакции R_x дороги. У такого колеса образуется лишь статический момент сопротивления M_f (рис. 1), который, являясь реакцией на подводимый к колесу крутящий момент $M_к$, полностью уравновешивает последний, благодаря чему колесо и остаётся в покое. Образование статического момента сопротивления качению M_f принято связывать со смещением вектора R_z нормальной реакции на величину $\delta = M_f/r_{ст}$ и трактовать как результат силового воздействия опорной поверхности. Указанный сдвиг вектора R_z означает, что центр давления шины на опорную поверхность при приложении крутящего момента $M_к$ и силы G перемещается из точки A в точку B на величину $AB = \delta$ (формула 1 в таблице).

Чем объяснить возникновение в этот период статического момента M_f сопротивления качению колеса при одновременном отсутствии продольной реакции R_x опорной поверхности?

На первый взгляд, причиной сопротивления качению колеса является снос нормальной реакции и образованием момента M_f. Однако это не так. Снос реакции и образование M_f — не причина сопротивления качению, а его следствие, поскольку M_f — это реакция опорной поверхности. Ведь чтобы произошёл указанный снос вектора R_z и образовался момент M_f, колесо сначала должно получить крутящий момент и оставаться при этом в покое. Следовательно, первопричина

№	Формула	Примечания
1	$AB = \delta = \dfrac{M_к}{R_z}$	$M_к$ — подводимый к колесу крутящий момент; R_z — нормальная реакция дороги
2	$M_ш = M_o(P_i^\tau) = \Sigma r_i F_i^\tau$	F_i^τ — тангенциальные составляющие сил внутреннего трения; r_i — их плечо
3	$F_1 + F_2 = P_1 + P_2 = 0$	—
4	$M_o(F) + M_o(P) = 0$	$M_o(F) = dF$ и $M_o(P) = dP$ — моменты силовых пар внутреннего трения; d — плечо пар
5	$M(F) = M_к$	—
6	$R_{z1} + R_{z2} = R_z = G$	—
7	$M_o(R_{z1}) + M_o(R_{z2}) = (R_{z1} - R_{z2})d/2$	—
8	$\delta = \dfrac{M_o(\vec{R}_z)}{R_z} = 0{,}5\dfrac{(R_{z1} - R_{z2})}{(R_{z1} + R_{z2})}d$	—
9	$\delta = 0{,}5\dfrac{(R_{z1} - R_{z2})}{(R_{z1} + R_{z2})}d = \dfrac{Pd}{G} = \dfrac{M_o(\vec{P})}{G} = \dfrac{M_ш}{G}$	—
10	$\delta_o = \dfrac{M_ш^{max}}{G}$	—
11	$M_к^{кр} = M(P) = M_o(R_z) = M_ш^{max}$	—
12	$M_o(R_z)^{max} = \delta_o R_z$	—
13	$P_A = \dfrac{M_к - M_к^{кр}}{r_{ст}}$	—
14	$R_x = \dfrac{M_к - M_к^{кр}}{r_{ст}} = \dfrac{M_к}{r_{ст}} - \dfrac{M_ш^{max}}{r_{ст}}$	—
15	$P_f^{ст} = \dfrac{M_ш^{max}}{r_{ст}}$	—
16	$P_o = \dfrac{M_к - M_ш^{max}}{r_{ст}}$	—
17	$P_o = R_x = P_x \qquad M_к = r_{ст}R_x + M_f$	—
18	$M_к = r_{ст}P_x^{max} + M_f$	—
19	$M_к^{кр} = G_o a_o + G_к \delta_o$	a_o — предельный снос нормальных реакций ведомых колёс; G_o и $G_к$ — осевая нагрузка соответственно на ведомые и ведущие колёса автомобиля
20	$P_т^{кр} = \dfrac{M_к^{кр}}{r_{ст}} = \dfrac{a_o}{r_{ст}}G_o + \dfrac{\delta_o}{r_{ст}}G_к = F_f^{ст} + P_f^{ст}$	$F_f^{ст}$ и $P_f^{ст}$ — силы статического сопротивления качению, испытываемые соответственно ведомыми и ведущими колёсами автомобиля

равновесия колеса не в последующей за этим реакции опорной поверхности, а в действии других факторов. На наш взгляд, первопричина кроется в образовании внутреннего момента трения в самой шине.

Рассмотрим механическую модель образования этого момента и действие последнего более подробно.

Передача крутящего момента $M_к$ от обода колеса к шине, контактирующей с опорной поверхностью, сопровождается, как известно, закручиванием последней, в результате чего примыкающая к ободу внутренняя часть всех элементов шины совершает угловое перемещение вокруг оси O вращения колеса (рис. 2). Тангенциальное деформирование упругой шины крутящим моментом сопровождаются образованием не только сил упругости, но и сил внутреннего трения F_i, которые направлены в сторону, противоположную перемещениям. Тангенциальные составляющие F_i^τ этих сил, действуя на некотором плече r_i, создают момент сопротивления, численно равный $M_i^\tau = r_i F_i^\tau$. Совокупность таких моментов даёт в итоге внутренний момент сопротивления в шине, описываемый формулой 2.

Этот момент даёт количественную характеристику силового действия совокупности сил внутреннего трения на шину, которая подвергается тангенциальным деформациям. Образующаяся силовая пара внутреннего трения с моментом $M_ш$ противодействует силовой паре с моментом $M_к$, которая подводится при этом к колесу.

Оставаясь в рамках механической модели внутренних сил трения в шине, следует учитывать, что они являются результатом взаимодействия двух тел и возникают попарно ($F_i^\tau - P_i^\tau$). Это означает, что в шине образуется аналогичная, но противоположно направленная пара сил трения. Так как вся совокупность сил внутреннего трения, а также моментов этих сил относительно любого центра всегда равна нулю, то можно утверждать, что и момент $M_о(P_i^\tau)$ второй пары сил внутреннего трения численно равен моменту первой, т.е. $M_о(P_i^\tau) = M_о(F_i^\tau)$.

Доказано [2], что при соблюдении определённых условий внутренние силы могут вызывать движение механической системы (в данном случае колеса) или, наоборот, создавать сопротивление её движению [3]. Это объясняется тем, что внешние силы, уравновешивая часть внутренних сил механической системы, могут вызывать нарушение равновесия системы внутренних. Поэтому главный вектор или главный момент этой неуравновешенной части внутренних сил может выступать в качестве движущего усилия или, наоборот, фактора сопротивления движению.

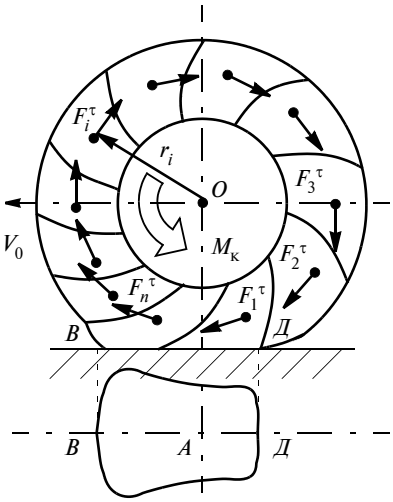

Рис. 2. Схема внутренних сил трения при тангенциальной деформации шины ведущего колеса

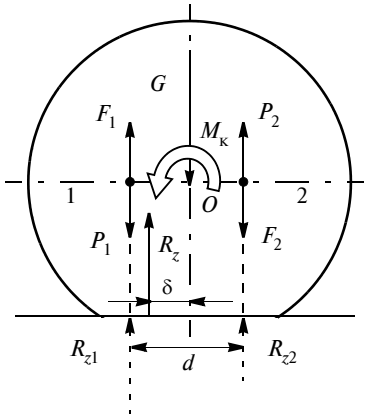

Рис. 3. Влияние внутренних сил трения на снос вектора нормальной реакции дороги

Рассмотрим возможность образования момента сопротивления качению колеса силами внутреннего трения самой шины в процессе её тангенциального деформирования.

Поскольку внутренние силы трения уравновешены, то их можно представить в виде двух уравновешенных силовых пар $F_1—F_2$ и $P_1—P_2$ (рис. 3). Это описывается формулами 3 и 4.

Так как на первой стадии трогания крутящий момент $M_к$, подводимый к колесу, уравновешен, то это равновесие может обеспечить лишь пара сил трения $F_1—F_2$, момент которой $M(F) = F_i d$, направлен против момента $M_к$. В этом случае соблюдается равенство значений моментов этих пар (формула 5).

Так как подводимый момент $M_к$ уравновешивает пару сил $F_1—F_2$, то равновесие внутренних сил трения нарушается. Поэтому силы внутреннего трения P_1 и P_2 второй пары из-за противоположной направленности вызывают перераспределение давления шины на опорную поверхность, в результате чего в одной части пятна контакта давление, вследствие действия силы P_1, возрастает (на рис. 3 — левая часть зоны контакта), а в другой (правая часть зоны контакта) вследствие действия силы P_2 — наоборот, понижается. Это, в свою очередь, порождает неравенство нормальных реакций R_{z1} и R_{z2}, которые создаёт опорная поверхность в левой и правой части пятна контакта. Сумма этих сил даёт нормальную реакцию R_{z1}, которая численно равна силе G тяжести (формула 6), а их суммарный момент относительно оси O вращения колеса соответствует формуле 7. Отметим, что совокупность двух векторов нормальных реакций R_{z1} и R_{z2} эквивалентна одной равнодействующей силе R_z, смещённой относительно оси вращения колеса на некоторую величину δ (рис. 3), которая определяется формулой 8.

Таким образом, силовой анализ показывает, что реактивный момент $M_o(R_z)$ опорной поверхности обусловлен непосредственно разницей значений нормальных сил R_{z1} и R_{z2}, а эта разница, в свою очередь, предопределяется силами внутреннего трения P_1 и P_2.

Совершенно очевидно, что если бы указанная пара сил P_1 и P_2 отсутствовала, то опорная поверхность создавала две совершенно одинаковые реакции R_{z1} и R_{z2}, прикладываемые в пятне контакта соответственно к левой и правой части шины. При этом никакого реактивного момента $M_o(R_z)$ опорной поверхности, как и моментов сил внутреннего трения, не было бы. В таком случае приложение сколь угодно малого

крутящего момента $M_к$ неизбежно вызывало бы образование продольной реакции R_x и переход колеса в качение.

Рассмотрим, какие же в действительности силы создают момент сопротивления качению.

Так как внешний момент $M_o(R_z)$ уравновешивается внутренним моментом $M_o(P)$ трения в шине, то он в действительности не оказывает сопротивления качению. Фактически моментом сопротивления качению колеса является **внутренний момент сил трения в шине** $M_ш$, так как именно он, как было указано выше, уравновешивает подводимый к колесу крутящий момент $M_к$. Другими словами, момент сопротивления качению M_f — это не что иное, как момент внутренних сил трения в шине $M_ш$, т.е. $M_f \equiv M_ш$.

В первой фазе трогания в результате уравновешивания всех внешних и внутренних моментов вся система сил, действующая на колесо, оказывается эквивалентной нулю, и оно остаётся на месте. Указанное равновесие колеса сохраняется до тех пор, пока подводимый к колесу крутящий момент $M_к$ не превысит некоторое критическое значение $M_к^{кр}$. Чем же можно объяснить существование этого критического значения?

При нарастании крутящего момента $M_к$ происходит соответствующий рост сил внутреннего трения $F_i^τ$, обусловленный увеличением степени деформации шины, т.е. нарастанием угла её закручивания, в результате увеличение $M_к$ компенсируется соответствующим возрастанием момента сил внутреннего трения $M_ш = M_o(P_i^τ)$. Это нарастание $M_ш$ проявляется и в том, что одновременно происходит увеличение величины смещения δ вектора нормальной реакции (рис. 4). При этом на 1-й стадии трогания увеличение δ и нарастание статического момента $M_o(R_z)$ при возрастании величины крутящего момента $M_к$ происходят ровно в такой степени, в какой это требуется для обеспечения численного равенства моментов всех силовых пар, т.е. $M_к = M(F) = M(P) = M_o(R_z)$, и сохранения покоя колеса.

Чтобы подтвердить тот факт, что δ изменяется линейно и определяется

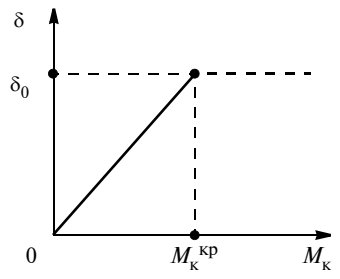

Рис. 4. Зависимость величины смещения центра давления от крутящего момента на колесе

величиной момента сил внутреннего трения, рассмотрим формулу 8. Так как нормальные реакции опорной поверхности $R_{z1} = G_к/2 + P_1$ и $R_{z2} = G_к/2 - P_2$, то величина смещения выражается формулой 9. Из неё следует, что значение продольного смещения δ вектора нормальной реакции R_z дороги определяет текущее значение момента внутреннего трения $M_ш$, которое, в свою очередь, определяется величиной подводимого к колесу крутящего момента $M_к$ ($M_ш = M_к$).

Так как величина сил $F_i^τ$ внутреннего трения ограничена ($F_{i\,max}^τ \geq F_i^τ \geq 0$), то, очевидно, что и момент этих сил $M_ш = M_o(F_i^τ)$ имеет своё предельное (максимальное) значение ($M_ш^{max}$). Именно это значение $M_ш^{max}$ и определяет (согласно формуле 9) максимальную величину $δ_o$ продольного смещения вектора нормальной реакции (формула 10) и критическое значение $M_к^{кр}$. При последнем момент внутренних сил трения достигает предела ($M_ш^{max} = δ_o G$), вследствие чего наступает стабилизация моментов $M(P)$ и $M_o(R_z)$, при которой они принимают значение, численно равное $M_ш^{max}$ (формула 11). При этом прекращается перераспределение сил давления шины на опорную поверхность и рост величины смещения δ центра давления (см. рис. 4).

Отметим, что все изменения моментов сил в рассматриваемой стадии нагружения колеса моментом $M_к$ сопровождаются при этом тангенциальными деформациями шины, которые протекают в отсутствии макросмещения самого колеса. Поэтому рассмотренную стадию нагружения колеса, по аналогии с аналогичной стадией, присущей трению покоя [4], можно расценивать как стадию "предварительного смещения", но соответствующую процессу трения качения.

Таким образом, можно заключить, что наличие предельного значения $δ_o$ смещения вектора нормальной реакции R_z, которое обнаруживается в экспериментах, объясняется ни чем иным, как предельным значением момента сопротивления, создаваемого силами внутреннего трения. Величина этого предельного смещения $δ_o$ определяет максимальную величину статического момента, создаваемого опорной поверхностью (формула 12), величина которого численно равна $M_ш^{max}$.

Таким образом, можно утверждать, что предельный статический момент $M_o(R_z)^{max}$ опорной поверхности определяется максимальной величиной момента сил внутреннего трения в шине ($M_ш^{max}$), которая достигается при соответствующем значении крутящего момента ($M_к^{кр}$), подводимого к колесу.

Как отмечалось выше, важной особенностью первой фазы трогания колеса с места является отсутствие продольной реакции дороги. Отсутствие R_x подтверждается тем, что при $M_к \leq M_к^{кр}$ одиночное колесо (как и любой другой каток) остаётся на месте и не переходит в движение. Если бы в этой стадии силового нагружения образовалась продольная реакция R_x, то, в соответствии с теоремой о движении центра масс, равновесие свободного колеса было бы нарушено и оно получило бы ускорение.

Таким образом, в первой фазе трогания ведущее колесо автомобиля пребывает в так называемом свободном режиме нагружения, т.е. в таком состоянии, когда при $M_к > 0$, отсутствует как продольная реакция дороги ($R_x = 0$), так и продольное усилие со стороны корпуса машины ($P_к = 0$). Это стадия является, пожалуй, единственным периодом в работе ведущего колеса автомобиля, когда происходит практическая реализация такого режима нагружения [5].

При превышении $M_к$ критического значения (формула 11) колесо вступает в следующую фазу трогания, началом которой является образование продольной реакции R_x опорной поверхности. Появление R_x именно на второй стадии трогания колеса объясняется тем, что при до-

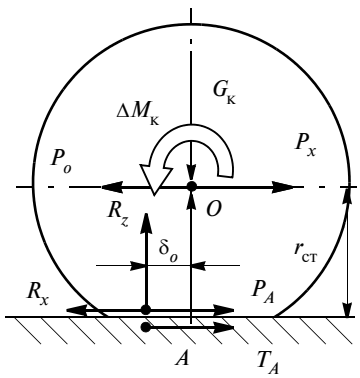

Рис. 5. Образование силы тяги и продольной реакции дороги

стижении $M_к$ критического значения $M_к^{кр}$ прирост статического момента сопротивления качению $M_ш$ прекращается. Он уже не может уравновесить всё нарастающий момент $M_к$, подводимый к колесу. Поэтому у колеса, имеющего избыточный крутящий момент $\Delta M_к = M_к - M_к^{кр} > 0$, образуется свободная окружная сила P_A (формула 13), которая прикладывается к наружной поверхности шины в зоне её соприкосновения с опорной поверхностью на расстоянии статического радиуса $r_{ст}$ от оси O вращения колеса (рис. 5). Эта сила стремится сдвинуть опорную часть шины. Результатом её действия на протектор шины является образование продольной силы трения T_A, которая воздействует на дорожную поверхность. Последняя, получая это усилие, оказывает противодействие, т.е. создаёт продольную реакцию R_x. Таким образом, ведущее колесо получает от дороги продольную силу R_x, которая располагается в плоскости контакта и прикладывается к наружной поверхности протектора шины. Будучи силой противодействия, эта реакция численно равна силе действия, т.е. силе трения T_A, которая, в свою очередь, при отсутствии буксования равна свободной окружной силе P_A. Так как реакция $R_x = T_A = P_A$, а $M_к^{кр} = M_ш^{max}$, то из формулы 13 вытекает формула 14, в которой отношение момента $M_ш^{max}$ к статическому радиусу $r_{ст}$ покоящегося колеса следует расценивать как максимальную величину приложенной к оси колеса [6] статической силы сопротивления качению (формула 15).

Как следует из формулы 14, величина продольной реакции дорожной поверхности R_x, возникающей на этой стадии нагружения колеса, прямо пропорциональна избыточному моменту $\Delta M_к$. При этом сама величина $\Delta M_к$ с увеличением подводимого к колесу крутящего момента растёт прямо пропорционально $M_к$. Наличие момента внутреннего трения $M_ш^{max}$, который должен быть превышен подводимым к колесу крутящим моментом $M_к$, чтобы образовалась продольная реакция R_x опорной поверхности, косвенно подтверждают экспериментальные исследования взаимосвязи R_x и $M_к$, выполненные Ю.А. Ечеистовым и Д.С. Семовым, которые исследовали силовые соотношения прямолинейно катящегося колеса по твёрдой дороге и установили линейную взаимосвязь продольной реакции (X) опорной поверхности и подводимого к колесу крутящего момента $M_к$ (рис. 6) [7].

Расположение эмпирической линии регрессии указывает на то, что продольная реакция X колеса, загруженного крутящим моментом, возникает лишь тогда, когда его величина превышает 2 кГм, т.е. при $M_к > M_ш^{max}$, где момент $M_ш^{max} \approx 2$ кГм.

Таким образом, экспериментальные данные подтверждают тот факт, что при нагружении ведущего колеса крутящим моментом продольная реакция дороги образуется не сразу, а лишь тогда, когда крутящий момент превысит некоторый присущий шине внутренний момент $M_ш^{max}$ сопротивления.

У одиночного колеса появление свободной окружной силы P_A и одновременно внешней продольной силы R_x неизбежно приводит к образованию свободной силы тяги P_o [8, 9], нарушению равновесия и переходу колеса в качение с линейным ускорением, численно равным $j_к = R_x/m_к$. Однако ведущее колесо автомобиля останется в покое, так как корпус автомобиля, образуя силу противодействия P_x, удерживает его от перехода в качение, т.е. уравновешивает действе свободной силы тяги P_o.

Чтобы началось качение, свободная сила тяги ведущих колёс (формула 16) должна превысить силу продольного сопротивления P_x^{max} корпуса, величину которой на горизонтальном участке дороги определяет обычно сила сопротивления качению ведомых колёс. Таким образом, во второй фазе нагружения ведущее колесо автомобиля, оставаясь в неподвижности, по-прежнему испытывает нарастающее воздействие крутящего момента $M_к$. В этой период уравновешивание подводимого к колесу момента принимает на себя, продольная реакция R_x дороги, которая, согласно формуле 14, становится тем больше, чем больше крутящий момент $M_к$, подводимый к колесу.

Состояние равновесия колеса в этой фазе можно характеризовать

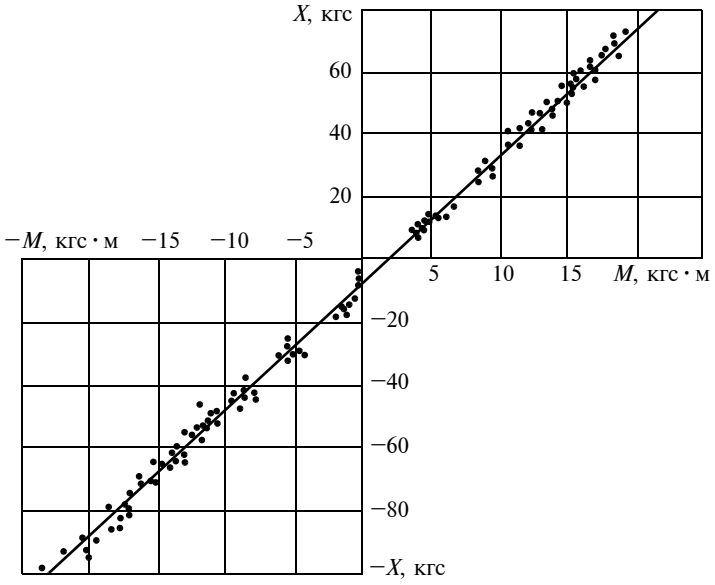

Рис. 6. Влияние крутящего момента, подводимого к колесу с шиной 5,00-10 модели В-19А ($G_к$ = 166 кГ, V = 20 км/ч, p_w = 1,0 кГ/см^2), на величину продольной реакции опорной поверхности

уравнениями равновесия 17. Так как продольной реакции дороги R_x соответствует численно равная ей сила сопротивления корпуса P_x, то предельному значению последней ($P_x^{\max}$) соответствует крутящий момент (формула 18), при котором ведущее колесо вступает в критическое состояние, т.е. такое состояние, при котором всякое превышение момента приводит его в движение (перекатывание).

Значение $M_к$, определяемое формулой 18, при котором завершается вторая стадия и вместе с ним весь процесс трогания, а ведущее колесо переходит в качение, является вторым критическим моментом колеса.

Если значение $P_x^{\max}$ определяется только сопротивлением качению ведомых колёс, т.е. $P_x^{\max} = G_o a_o / r_{ст}$, то критическое значение суммарного крутящего момента, при котором ведущие колеса (как и сам автомобиль) переходят в движение, можно выразить формулой 19. Такому моменту соответствует критическое значение силы тяги ведущих колёс, описываемое формулой 20. Превышение силой тяги своего критического значения приводит к нарушению покоя и вызывает переход автомобиля в движение.

Подводя итог, можно сделать следующие основные выводы.

Процесс трогания колеса под действием крутящего момента протекает в две фазы. Характерной особенностью первой фазы является отсутствие продольной реакции опорной поверхности, а также силы сопротивления корпуса (рамы) и постепенное смещение вектора нормальной реакции опорной поверхности, величина которого прямо пропорциональна величине крутящего момента, подводимого к колесу. Характерная особенность второй фазы состоит в образовании продольной реакции дороги и свободной силы тяги, которые возрастают под действием крутящего момента. При этом свободные силы тяги ведущих колес до момента трогания автомобиля уравновешиваются силой сопротивления корпуса. В момент превышения суммарной свободной силой тяги критического значения равновесие сил нарушается, вследствие чего колеса и сам автомобиль приходят в движение. Статический момент сопротивления качению, противодействующий крутящему моменту, подводимому к колесу, опирающемуся на жёсткую основу, обусловлен силами внутреннего трения (гистерезиса), которые возникают при тангенциальной деформации его упругой шины. Внешний статический момент, обусловленный сдвигом вектора нормальной реакции дороги, порождается и уравновешивается силами внутреннего трения и является всего лишь следствием, а не причиной сопротивления качению.

Литература

1. Работа автомобильной шины. Под ред. В.И. Кнороза. — М.: Транспорт, 1976. — 238 с.
2. Копотилов В.И. О движении механической системы за счёт внутренних сил // Механика и процессы управления: Материалы Всероссийской научно-практической конференции (г. Тюмень, 22 апреля 2015 г.). — Тюмень, 2015. — С. 54—61.
3. Копотилов В.И. Тормозная сила колеса и механизм её образования // Автомобильная промышленность. — 2016. — № 1. — С. 14—18.
4. Трение, износ и смазка (трибология и триботехника) Под ред. А.В. Чичинадзе. М.: Машиностроение, 2003. — 576 с.
5. Копотилов В.И., Богданович Д.В. Свободный режим силового нагружения колеса и возможность его реализации // Проблемы функционирования систем транспорта: Материалы Всероссийской научно-практической конференции, 5—7 ноября 2014 г. — Тюмень: ТюмГНГУ, 2014. — С. 283—286.
6. Копотилов В.И. Сила сопротивления качению колеса и механизм её образования // Грузовик, 2014, № 12. — С. 10—15.
7. Ечеистов Ю.А., Семов Д.С. Силовые соотношения автомобильного колеса, прямолинейно катящегося по твёрдой дороге // Автомобильная промышленность. — 1973. — № 12. — С. 18—19.
8. Копотилов В.И. Механизм движения самоходной транспортной машины // Вестник машиностроения. — 2014. — № 11. — С. 36—40.
9. Копотилов В.И. Сила тяги и механизм её образования // Автомобильная промышленность. — 2015. — № 7. — С. 4—9.

УДК 629.3

МЕТОДИКА МОДЕЛИРОВАНИЯ ПЛАНЕТАРНОЙ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

Д-р техн. наук **ТАРАСИК В.П.**
Белорусско-Российский университет
(avtobru@gmail.com)

Предложена методика построения математической модели планетарной коробки передач, обеспечивающая адекватное отображение её физических свойств. Методика позволяет получить математическую модель планетарной коробки передач сложной структуры, кинематическая схема которой может иметь практически любое число степеней свободы. Приведены необходимые формулы и графики полученных результатов моделирования процесса разгона автомобиля с гидромеханической трансмиссией, содержащей планетарную коробку передач с тремя степенями свободы.

Ключевые слова: *гидромеханическая трансмиссия, планетарная коробка передач, трёхзвенный дифференциальный трансформатор, трансформаторный элемент, фрикцион, планетарный ряд, центральное зубчатое колесо, водило, кинематическая схема, число степеней свободы.*

Tarasik V.P.

METHODOLOGY OF A PLANETARY GEARBOX SIMULATION

The proposed method for creating a mathematical model of a planetary gearbox is presented, which provides an adequate representation of its physical properties. The methods allows to obtain a mathematical model of a planetary gearbox of a complex structure, the kinematic scheme of which can have practically any number of freedom degrees. Article present the necessary formulas and graphs of the simulation results of the car acceleration process with a hydromechanical transmission containing a planetary gearbox with three degrees of freedom.

Keywords: *hydromechanical transmission, planetary gearbox, three-tier differential transformer, transformer element, friction clutch, planetary series, central gear, carrier, kinematic scheme, number of degrees of freedom.*

Планетарные передачи находят широкое применение в трансмиссиях различных машин и механизмов. Большинство современных автоматических коробок передач, применяемых на автомобилях, тракторах и

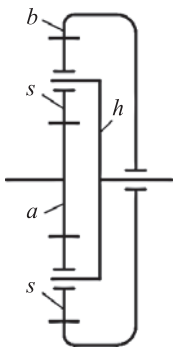

Рис. 1. Кинематическая схема трёхзвенного дифференциального трансформатора

других мобильных машинах, состоят из гидродинамического трансформатора (ГДТ) и многоступенчатой планетарной коробки передач. Структура последней формируется путём сочетания некоторой совокупности взаимодействующих трёхзвенных дифференциальных трансформаторов (ТДТ) — простейших планетарных передач, представляющих собой зубчатые механизмы с двумя степенями свободы. Такой механизм состоит из двух центральных зубчатых колеса и водила, дифференциальное соединение между которыми обеспечивают сателлиты.

Существует множество различных кинематических схем ТДТ [1]. В конструкциях планетарных коробок наиболее часто используют схему, представленную на рис. 1. На ней приняты следующие обозначения звеньев: *a* — центральное зубчатое колесо внешнего зацепления (солнце); *b* — то же — внутреннего зацепления (корона); *h* — водило; *s* — сателлит. Эта схема отличается высоким значением КПД и компактностью конструктивного исполнения, что предопределило её широкое применение для построения кинематических схем планетарных коробок передач.

Входом и выходом ТДТ может быть любое основное звено. Для получения однозначной величины передаточного числа механизма необходимо его лишить одной степени свободы. Это достигается либо затормаживанием (остановкой) одного из основных звеньев путём блокирования его с корпусом коробки, либо соединением (блокированием) любых двух основных звеньев. Присваивая поочередно каждому из трёх основных звеньев ТДТ наименования ведущего, ведомого и тормозящего, можно получить шесть различных передач, а при блокировании звеньев получают прямую передачу. Осуществляется блокирование звеньев или их затормаживание фрикционными элементами (фрикционами). Примем ведущим звеном центральное зубчатое колесо *a*, а ведомым — водило *h*. Обозначим угловые скорости входного и выходного звеньев ТДТ соответственно $\omega_{вх} = \omega_a$, $\omega_{вых} = \omega_h$.

Для выполнения моделирования необходимо составить динамическую модель ТДТ, отображающую физические свойства его элементов. При моделировании объектов механической природы учитываются инерционные, упругие, диссипативные, трансформаторные и фрикционные свойства. Важнейшая особенность трёхзвенного дифференциального трансформатора состоит в том, что все его звенья обладают высокой жёсткостью, поэтому учитывают лишь их инерционные свойства. Взаимодействие звеньев осуществляется посредством зубчатых зацеплений центральных колёс *a* и *b* с сателлитами *s*. Зубчатые зацепления имеют существенно более высокую жёсткость в сравнении с валами трансмиссии, через которые ТДТ связан с другими компонентами трансмиссии, поэтому учитывать её нецелесообразно, так как это может привести к слишком широкому спектру собственных частот и затруднит процесс интегрирования системы дифференциальных уравнений математической модели [2].

Динамическая модель ТДТ с учётом отмеченных особенностей представлена на рис. 2, *а*. Физические свойства механизма отображаются тремя сосредоточенными массами (инерционными элементами) с параметрами J_a, J_b, J_h и двумя фрикционными элементами Φ_1 и Φ_2. Включением фрикциона Φ_1 затормаживается центральное зубчатое колесо *b* и получается планетарная зубчатая передача, представляющая собой трансформаторный элемент (ТЭ) с некоторым передаточным числом $u_1 \neq 1$, а включением фрикциона Φ_2 блокируются зубчатые колеса *a* и *b*, и все элементы трёхзвенного дифференциального трансформатора вращаются с одинаковыми угловыми скоростями, т. е. получается прямая передача с передаточным числом $u_2 = 1$. Таким образом, реализуемые трансформаторные свойства ТДТ зависят от включаемого фрикциона.

Передаточное число трансформаторного элемента, согласно определению, определяется формулой 1 (в таблице). Для определения передаточного числа трансформаторного элемента планетарной передачи

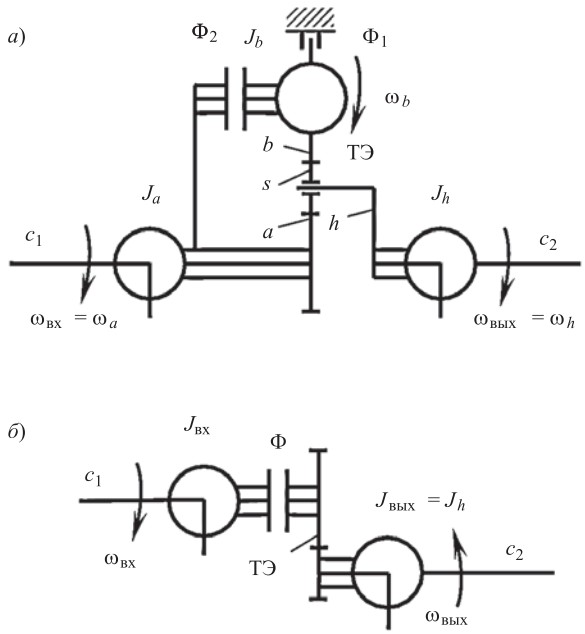

Рис. 2. Исходная (а) и эквивалентная преобразованная (б) динамические модели трёхзвенного дифференциального трансформатора

используется уравнение кинетики ТДТ — формула 2. Здесь: K — кинематический параметр ТДТ, представляющий собой передаточное число между центральными зубчатыми колесами a и b при остановленном водиле h.

При определении значения K учитываются взаимные направления угловых скоростей ω_a и ω_b. Так, для схемы ТДТ, приведённой на рис. 1, значение K отрицательно. Модуль параметра K вычисляют через числа зубьев z_a и z_b центральных зубчатых колёс: $|K| = z_b/z_a$.

При включении фрикциона Φ_1 получаем $\omega_b = 0$. Тогда, согласно уравнению (2), $u_1 = 1 - K$. Так как $K < 0$, то $u_1 > 1$, следовательно, это понижающая передача. При включении фрикциона Φ_2 $\omega_a = \omega_b = \omega_h$, поэтому $u_2 = 1$.

Параметры инерционных элементов динамической модели J_a, J_b, J_h определяются с учётом кинетической энергии сателлитов s, совершающих сложное движение — переносное вместе с водилом и относительное по отношению к водилу, по формулам 3, 4 и 5 соот-

№	Формула	Примечания
1	$u = \omega_{вх}/\omega_{вых}$	—
2	$\omega_a - K\omega_b - (1 - K)\omega_h = 0$	$K = \omega_a/\omega_b$ при $\omega_h = 0$
3	$J_a = J_{a0} + \dfrac{2J_s n_s}{(1-K)^2}$	J_{a0}, J_{b0}, J_{h0} — моменты инерции соответственно центральных зубчатых колёс и водила относительно их осей вращения; J_s — момент инерции сателлита относительно собственной оси вращения; n_s — число сателлитов; m_s — масса сателлита; r_s — радиус траектории переносного вращения сателлитов
4	$J_b = J_{b0} + \dfrac{2J_s n_s K^2}{(1-K)^2}$	
5	$J_h = J_{h0} + m_s n_s r_s^2 - \dfrac{J_s n_s (1+K)^2}{(1-K)^2}$	
6	$J_{вх} = J_a + J_b(\omega_b/\omega_{вх})^2$	$\omega_{вх}$ — угловая скорость звена a с моментом инерции J_a; ω_b — угловая скорость звена b с моментом инерции J_b
7	$\omega_b = \dfrac{\omega_{вх} - \omega_{вых}(1-K)}{K}$	—
8	$J_{вх} = J_h + J_a(\omega_a/\omega_{вх})^2$	—
9	$\omega_a = (1 - K)\omega_{вх} + K\omega_{вых}$	—
10	$u_{дв} = -K/(1 - K)$	—
11	$\omega_{b1} = [-(1 - K_1 - K_2)\omega_{вх} + (1 - K_1)(1 - K_2)\omega_{вых}]/(K_1K_2)$	—
12	$\omega_{b2} = [\omega_{вх} - (1 - K_2)\omega_{вых}]/K_2$	—
13	$\omega_{b3} = [\omega_{вх} - (1 - K_2K_3)\omega_{вых}]/(K_2K_3)$	—
14	$J_{вх} = J_{a1} + J_{b1}(\omega_{b1}/\omega_{вх})^2 + J_{b2}(\omega_{b2}/\omega_{вх})^2 + J_{b3}(\omega_{b3}/\omega_{вх})^2$	—
15	$\left.\begin{aligned} \dfrac{d\omega_{вх}}{dt} &= \dfrac{M_{вх} - M_{фi}\mathrm{sign}(\omega_{фi})(1 - L_{фi}) - M_{вых}L_{фi}P_{фi}/(u_i\eta_i)}{J_{вх} + J_{вых}L_{фi}/u_i^2}; \\ \dfrac{d\omega_{вых}}{dt} &= \dfrac{M_{вх}L_{фi}P_{фi} + M_{фi}\mathrm{sign}(\omega_{фi})(1 - L_{фi})]u_i\eta_i - M_{вых}}{J_{вх}L_{фi}u_i^2 + J_{вых}} \end{aligned}\right\}$	$\omega_{фi}$ — относительная угловая скорость скольжения фрикционных дисков; $L_{фi}$ — дискретная функция замыкания фрикциона; $P_{фi}$ — дискретная функция размыкания фрикциона
16	$\omega_{фi} = \omega_{вх} - \omega_{вых}u_i$	—
17	$L_{фi} = \left\vert \begin{matrix} 1 \text{ при } \omega_{фi} \leqslant \Delta\omega; \\ 1 \text{ при } \omega_{фi} > \Delta\omega \end{matrix} \right.$	$\Delta\omega$ — допустимое значение $\omega_{фi}$, определяющее условие блокирования фрикциона; $\dot{\omega}_{вых}$ — угловое ускорение массы $J_{вых}$
18	$P_{фi} = 0{,}5\{1 + \mathrm{sign}[M_{фi} - \lvert M_{вых} + J_{вых}\dot{\omega}_{вых}\rvert/(u_i\eta_i)]\}$	
19	$M_i = c_i\Delta\varphi_i + \mu_i\Delta\omega_i$	$\Delta\varphi_i$ — угловая деформация i-го соединительного элемента; $\Delta\omega_i$ — относительная угловая скорость поворота соединяемых сосредоточенных масс.

ветственно [2], где J_{a0}, J_{b0}, J_{h0} — моменты инерции соответственно центральных зубчатых колёс и водила относительно их осей вращения; J_s — момент инерции сателлита относительно собственной оси вращения; n_s — число сателлитов; m_s — масса сателлита; r_s — расстояние между геометрическими осями сателлитов и центральных зубчатых колёс (радиус траектории переносного вращения сателлитов).

Для построения адекватной математической модели любого технического объекта топология его динамической модели должна отвечать определённым требованиям — в ней не допускаются топологические вырождения. Топологическим вырождением называют неправильное взаимное размещение элементов динамической модели, отображающих инерционные и упругие свойства объекта. В динамической модели без топологических вырождений все инерционные элементы с параметрами J_i разделяются между собой упругими элементами с параметрами c_j. Такую модель называют регулярной. Допускается отсутствие упругого элемента лишь при установке фрикционного элемента между двумя смежными инерционными элементами (например, Φ_2 между звеньями с параметрами J_a и J_b на рис. 2, *а*).

Очевидно, что динамическая модель, представленная на рис. 2, *а*, содержит топологические вырождения, так как сосредоточенные массы с моментами инерции J_a, J_b и J_h не разделены между собой упругими элементами. В этом случае построение корректной математической модели требует разработки и применения соответствующей методики.

Цель настоящего исследования — разработать методики построения математической модели планетарной коробки передач без ограничения сложности структуры и числа степеней свободы, адекватно отображающей её физические свойства при моделировании процесса функционирования в реальных условиях эксплуатации автомобиля. Основой построения адекватной математической модели является разработка расчётной динамической модели планетарной коробки передач, не содержащей в своей структуре топологических вырождений. При их наличии в динамической модели необходимо выполнять её соответствующие преобразования в целях построения эквивалентной динамической модели, в полной мере отображающей физические свойства исследуемой планетарной коробки передач.

Преобразования осуществляются на основе закона сохранения энергии. Рассмотрим их сущность на примере ТДТ, динамическая модель которого представлена на рис. 2, *а*. Она обладает только инерционными свойствами, поэтому эквивалентная динамическая модель при исследовании процесса функционирования объекта должна иметь такую же кинетическую энергию, как и исходная модель.

Объединим инерционные элементы J_a и J_b, сохраняя при этом неизменной кинетическую энергию объекта. Обозначим момент инерции объединённого элемента $J_{вх}$. На рис. 2, *б* представлена полученная при этом эквивалентная динамическая модель. В ней отсутствуют топологические вырождения.

Значение момента инерции $J_{вх}$ найдём из соотношения $\frac{J_{вх}\omega_{вх}^2}{2} = \frac{J_a\omega_{вх}^2}{2} + \frac{J_b\omega_b^2}{2}$, в котором $\omega_{вх}$ — угловая скорость вращения входного звена *a* ТДТ с моментом инерции J_a; ω_b — угловая скорость звена *b* с моментом инерции J_b. В результате получаем формулу 6. На выходе эквивалентной динамической модели остаётся инерционный элемент с моментом инерции $J_{вх} = J_h$, отображающий инерционные свойства звена *h*.

В процессе переключения передач значение ω_b изменяется: при включении низшей передачи звено *b* затормаживается фрикционом Φ_1, а при включении высшей передачи, наоборот, разгоняется посредством фрикциона Φ_2. Для определения ω_b используется уравнение 2, согласно которому и учитывая, что $\omega_a = \omega_{вх}$, $\omega_h = \omega_{вых}$, получаем формулу 7.

В составе трансмиссии машины взаимодействие планетарной передачи с другими компонентами трансмиссии осуществляется посредством валов, карданных передач, эластичных муфт, обладающих упругими свойствами, что отображено на рис. 2, *а* и *б* элементами с коэффициентами жёсткости c_1 и c_2.

Особенности процесса функционирования планетарной передачи рассмотрим на конкретном примере. Примем следующие значения параметров: $J_a = 0{,}5$ кг · м^2; $J_a = 0{,}7$ кг · м^2; $J_a = 0{,}8$ кг · м^2; $K = -1{,}5$. Передаточное число на первой передаче $u_1 = 2{,}5$, на второй — $u_2 = 1$. Зададим функции изменения во времени скоростей вращения входного $n_{вхi}(t)$ и выходного $n_{выхi}(t)$ звеньев: $n_{вхi}(t) = n_{вхi0} - \Delta n_{вхi}t$; $n_{выхi}(t) = n_{выхi0} + \Delta n_{выхi}t$, где *i* — номер включаемой передачи. Параметры функций на первой передаче: $n_{вх10} = 500$ об/мин; $\Delta n_{вх1} = 10$ об/(мин · с); $n_{вых10} = 0$; $\Delta n_{вых1} = 30$ об/(мин · с); на второй передаче: $n_{вх20} = 1500$; $\Delta n_{вх2} = 10$; $n_{вых20} = 600$; $\Delta n_{вых2} = 20$. Включение передач осуществляется фрикционами Φ_1 и Φ_2.

На рис. 3, *а* показаны графики изменения скоростей вращения звеньев планетарной передачи, а на рис. 3, *б* — изменения их моментов инерции при разгоне машины с переключением передач.

Трогание с места машины осуществляется на низшей ступени включением фрикциона Φ_1(см. рис. 2, *а*). В процессе буксования фрикциона Φ_1 скорость вращения звена *b* с моментом инерции J_b снижается по абсолютной величине и её кинетическая энергия поглощается фрикционом. В точке *A* относительная скорость дисков фрикциона оказывается равной нулю, фрикцион Φ_1 замыкается, и масса J_b останавливается. При этом её приведённый момент инерции $J_{bпр} = 0$, поэтому момент инерции входного звена $J_{вх}$ снижается (рис. 3, *б*). После разгона массы J_h выходного звена до скорости n_h, соответствующей точке *B*, включается фрикцион высшей ступени Φ_2, и разгон продолжается вначале при его буксовании, а затем после его замыкания при скорости n_h в точке *C*. Остановленная на предыдущей передаче масса J_b начинает разгоняться,

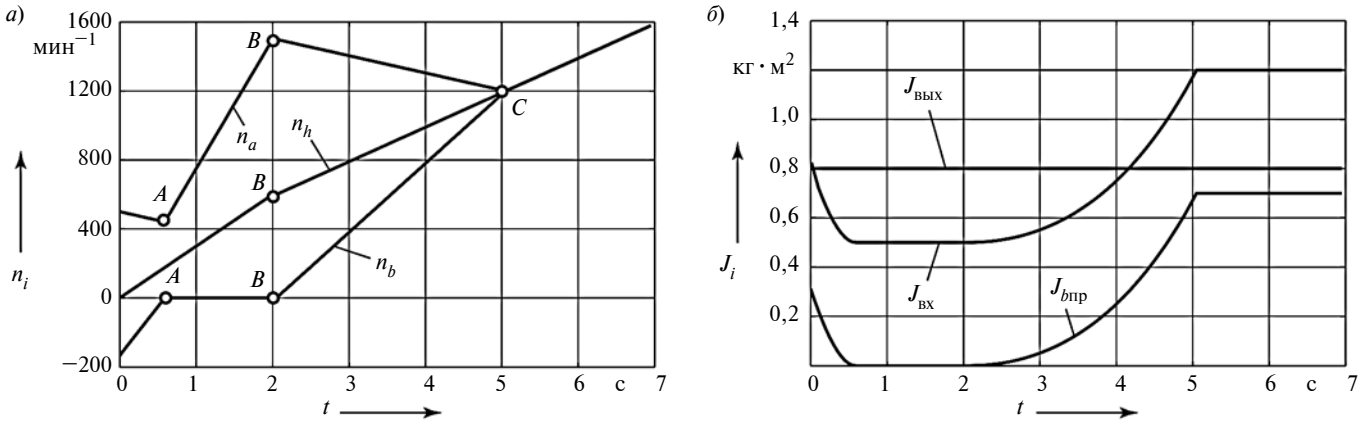

Рис. 3. Графики разгона машины с планетарной передачей

её кинетическая энергия и приведённый момент инерции $J_{bпр}$ возрастают, что приводит к постепенному увеличению момента инерции входного звена $J_{вх}$. Разгон массы J_b требует затраты энергии на увеличение её кинетической энергии, что создаёт дополнительную нагрузку на фрикцион $Ф_2$.

Изложенная методика позволяет построить динамическую модель автомобиля с планетарной коробкой передач для решения проектных и научно-исследовательских задач по созданию и доводке конструкции на основе методов компьютерного моделирования. Апробация и использование предлагаемой методики осуществлялись при разработке гидромеханических трансмиссий с планетарными коробками передач для карьерных самосвалов.

На рис. 4 приведена кинематическая схема планетарной коробки передачи, получившая широкое применение во многих зарубежных конструкциях гидромеханических трансмиссий, в частности, в разработках фирмы "Аллисон" [3]. В данном случае коробка имеет сложную структуру и выполнена по схеме с тремя степенями свободы. Она представляет собой сочетание двух планетарных передач — базовой трёхступенчатой коробки передач и дополнительной коробки, выполняющей функции делителя, установленного на входе планетарной коробки передач. Для включения любой передачи необходимо замкнуть одновременно два фрикциона — один в базовой коробке, а второй в делителе. Базовая коробка передач содержит три планетарных ряда и четыре фрикциона. Фрикционы $Ф_1$, $Ф_2$, $Ф_3$ предназначены для включения 1-й, 2-й и 3-й передач базовой коробки соответственно, а фрикционом $Ф_R$ включается передача реверса. В делителе использован один планетарный ряд и два фрикциона $Ф_н$ и $Ф_в$ для включения низшей и высшей ступеней. Переключение смежных передач осуществляется посредством фрикционов делителя $Ф_н$ и $Ф_в$.

Для построения адекватной математической модели планетарной коробки передач сложной структуры необходимо предварительно осуществить декомпозицию её структуры, выделив из неё планетарные передачи, выполненные по схемам с двумя степенями свободы и расположенные последовательно, соединив их между собой посредством упругих связей. Затем выполняется преобразование динамических моделей этих передач в целях исключения топологических вырождений на основе предложенной методики. Полученная в результате этих преобразований динамическая модель позволяет решить поставленную задачу построения адекватной математической модели.

Принимая во внимание инерционные свойства звеньев планетарной коробки передач, выполненной по кинематической схеме рис. 4, и пренебрегая их упругими свойствами, выделим два компонента — делитель и базовую коробку передач. Исходные динамические модели этих компонентов представлены на рис. 5, *а* и *б*.

Выполним вначале преобразование модели делителя, исключив топологические вырождения. Для этого осуществим приведение момента инерции J_a звена *a* делителя к ведущему звену *h*. Получим эквивалентную динамическую модель, соответствующую рис. 2, *б*. Момент инерции входной массы $J_{вх}$ вычислим исходя из условия сохранения суммарной кинетической энергии делителя согласно выражению $\frac{J_{вх}\omega_{вх}^2}{2} = \frac{J_h\omega_{вх}^2}{2} + \frac{J_a\omega_a^2}{2}$, из которого получаем формулу 8. Используя уравнение (2) и учитывая, что $\omega_{вх} = \omega_h$, $\omega_{вых} = \omega_b$, получаем выражение 9 для вычисления ω_a.

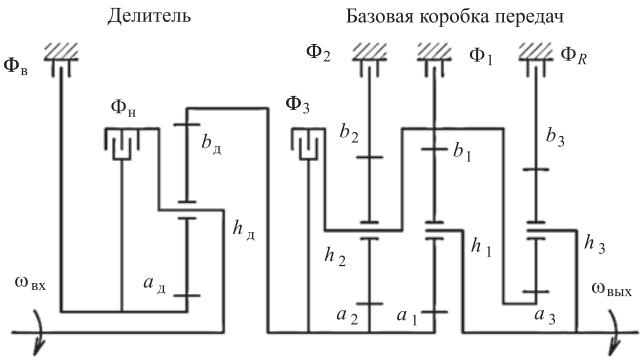

Рис. 4. Кинематическая схема планетарной коробки передач с тремя степенями свободы

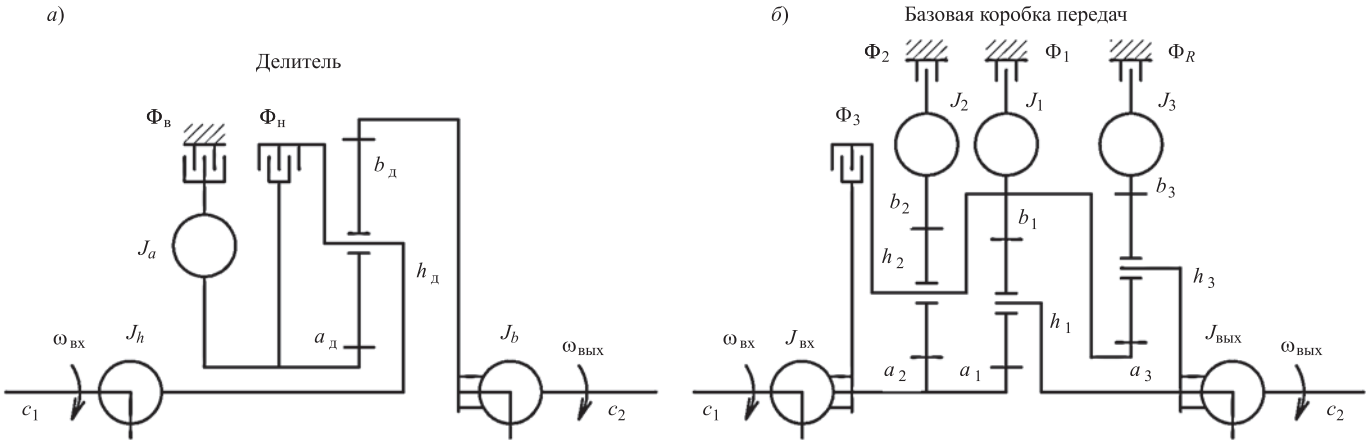

Рис. 5. Динамические модели двухступенчатого делителя (а) и трёхступенчатой базовой коробки передач (б)

Передаточное число низшей ступени делителя $u_{дн} = 1$, так как при замыкании фрикциона $Ф_н$ все звенья вращаются с одинаковой скоростью. При включении фрикциона $Ф_в$ звено a затормаживается, в результате $\omega_a = 0$. Тогда, согласно выражениям 1 и 9, передаточное число высшей ступени делителя определяется формулой 10.

Динамическая модель базовой коробки передач — более сложная. Она содержит 3 планетарных ряда и 9 звеньев, обозначения которых показаны на рис. 5, *б*. Однако нетрудно видеть, что ряд звеньев жёстко связаны между собой, в результате $\omega_{a2} = \omega_{a1}$; $\omega_{b2} = \omega_{a3} = \omega_{h1}$; $\omega_{h3} = \omega_{h2}$. Оказывается, независимых звеньев всего 5. Составив уравнения кинематики 2 всех трёх планетарных рядов и решив их совместно, получим выражения 11, 12 и 13 для определения соответственно угловых скоростей звеньев b_1, b_2, b_3, моменты инерции которых подлежат приведению к ведущему звену a_1.

Приведённый момент инерции на входе базовой коробки соответствует формуле 14. Передаточные числа БКП: $u_1 = 1 - K_2$; $u_2 = (1 - K_1)(1 - K_2)/(1 - K_1 - K_2)$; $u_3 = 1$; $u_R = 1 - K_2K_3$. В результате выполненных преобразований получаем эквивалентную динамическую модель, соответствующую рис. 2, *б*.

Для отображения всех элементов динамической модели планетарной передачи с двумя степенями свободы представим её модель в виде, изображённом на рис. 6. Такой вид модели позволяет организовать и иллюстрировать процесс моделирования переключения с i-й на $(i + 1)$-ю передачу и обратное переключение. В модели кроме моментов инерции $J_{вх}$, $J_{вых}$ и фрикционов $Ф_i$, $Ф_{i+1}$ включения i-й и $(i + 1)$-й передач отображены моменты трения фрикционов $M_{фi}$, $M_{фi+1}$, передаточные числа u_i, u_{i+1} и КПД η_i, h_{i+1} трансформаторных элементов планетарной передачи, моменты суммарных воздействий упругих и диссипативных элементов $M_{вх}$, $M_{вых}$, посредством которых планетарная передача связана с другими механизмами трансмиссии автомобиля ($c_{вх}$, $c_{вых}$, $\mu_{вх}$, $\mu_{вых}$ — параметры упругих и диссипативных элементов). Кроме того, в модель введены условные трансформаторные элементы с передаточными числами $u_{ус} = 1$ и КПД $\eta_{ус} = 1$ в целях удобного графического изображения связей элементов планетарной передачи. Эти условные элементы никакого влияния на процесс передачи энергии через планетарную передачу не оказывают и в математической модели системы не отображаются.

Составим дифференциальные уравнения 15 движения сосредоточенных масс $J_{вх}$ и $J_{вых}$ при включении i-й передачи с учётом буксования и последующего замыкания фрикциона $Ф_i$. Здесь $\omega_{фi}$ — относительная угловая скорость скольжения фрикционных дисков; $L_{фi}$ — дискретная функция замыкания фрикциона (при $L_{фi} = 0$ фрикцион буксует; при $L_{фi} = 1$ — замкнут); $P_{фi}$ — дискретная функция размыкания фрикциона (при $P_{фi} = 0$ фрикцион находится в замкнутом состоянии; при $L_{фi} = 0$ наступает условие его размыкания). Значение $\omega_{фi}$ вычисляется по формуле 16, а функции $L_{фi}$ и $P_{фi}$ определяются по формулам 17 и 18.

Рассмотрим применение предлагаемой методики для моделирования динамической системы "двигатель — гидротрансформатор — планетарная коробка передач — автомобиль — дорога" на примере карьерного самосвала. Компоненты планетарной коробки передачи — базовая коробка и делитель, согласно схеме на рис. 5, представляют собой планетарные передачи с двумя степенями свободы. Встроим их в моделируемую систему, используя схему на рис. 6. Полученная динамическая модель приведена на рис. 7.

Сосредоточенные массы с моментами инерции $J_{дв}$, $J_н$, $J_т$, $J_{д.вх}$, $J_{д.вых}$, $J_{кп.вх}$, $J_{кп.вых}$, $J_{гп}$, $J_{вк}$, $J_ш$, $J_{ма}$ отображают инерционные свойства соответственно двигателя, насосного и турбинного колёс гидротрансформа-

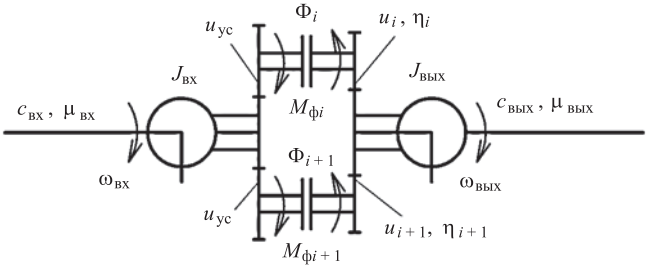

Рис. 6. Расчётная динамическая модель планетарной коробки передач с двумя степенями свободы

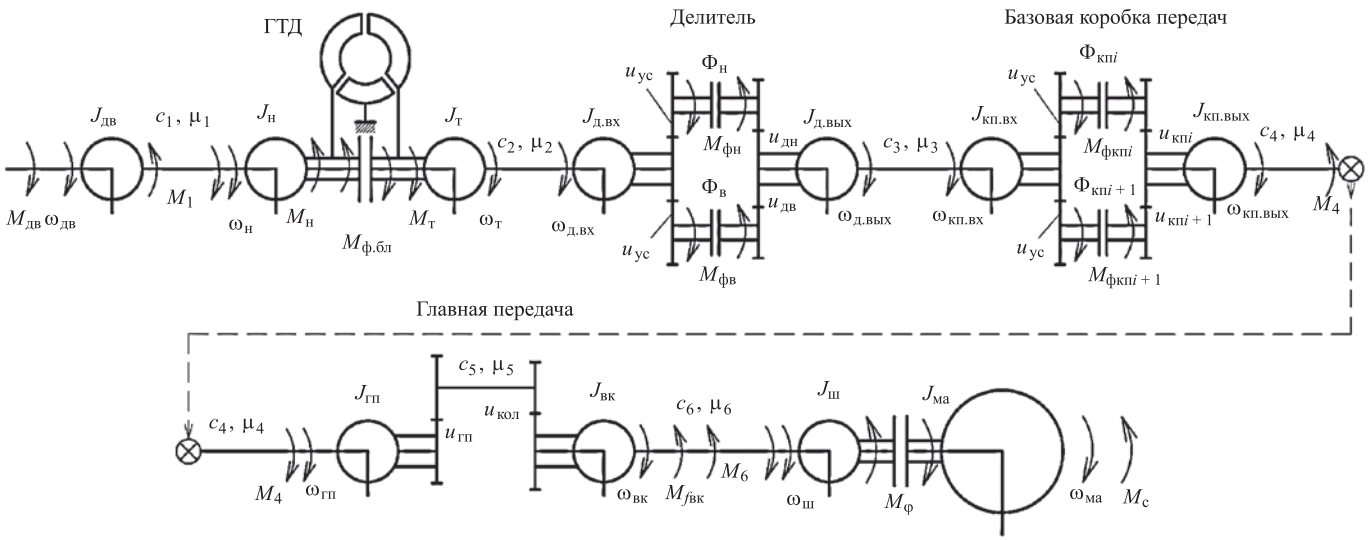

Рис. 7. Динамическая модель системы "двигатель — гидротрансформатор — планетарная коробка передач — автомобиль — дорога"

тора, делителя, ПКП, главной и колёсной передач, шин ведущих колёс и поступательно движущейся массы автомобиля с учётом моментов инерции ведомых колёс. Упругие элементы с коэффициентами жёсткости c_1, c_2, ..., c_6 отображают упругие свойства соединения двигателя с гидромеханической передачей, вала турбины ГДТ, торсионного вала соединения делителя с БКП, карданной передачи к ведущему мосту, полуосей и окружной жёсткости шин ведущих колёс. Коэффициенты демпфирования μ_1, μ_2, ..., μ_6 учитывают диссипацию энергии элементами соединений механизмов трансмиссии и шин.

Внешние воздействия на систему: вращающий момент двигателя $M_{дв}$; момент сопротивления качению ведущих колёс автомобиля $M_{fвк}$; суммарный момент сопротивления движению автомобиля $M_с$, учитывающий сопротивление, обусловленное продольным уклоном дороги, сопротивление воздуха и сопротивление качению ведомых колёс $M_{fнк}$. В модели отображены также моменты насосного $M_н$ и турбинного $M_т$ колёс ГДТ, моменты трения фрикционов: блокировки ГДТ $M_{ф.бл}$, делителя $M_{ф.н}$, $M_{ф.в}$, базовой коробки передач $M_{ф.кп i}$, $M_{ф.кп i+1}$ и момент сцепления ведущих колёс с дорогой $M_φ$.

Передаточные числа делителя обозначены $u_{дн}$, $u_{дв}$, коробки передач — $u_{кп i}$, $u_{кп i+1}$, главной передачи — $u_{гп}$, колёсной передачи — $u_{кол}$.

Моменты инерции масс на выходе делителя $J_{д.вых}$ и на выходе базовой коробки $J_{кп.вых}$ остаются постоянными в моделируемом процессе функционирования системы, а моменты инерции $J_{д.вх}$ и $J_{кп.вх}$ на их входах переменные, поскольку они отображают инерционные свойства нескольких кинематически взаимосвязанных звеньев планетарных передач (см. рис. 5, *а* и *б*). Скорости вращения этих звеньев в процессе переключения передач и при разгоне автомобиля изменяются, что приводит к изменению соотношений их кинетических энергий. Значения $J_{д.вх}$ и $J_{кп.вх}$ вычисляются по формулам 8 и 14 соответственно.

Составим дифференциальные уравнения движения сосредоточенных масс динамической системы (топологические уравнения):

$$\left.\begin{aligned}
&\frac{d\omega_{дв}}{dt} = (M_{дв} - M_1)/J_{дв};\\
&\frac{d\omega_н}{dt} = [M_1 - M_н - M_{ф.бл}\mathrm{sign}(\omega_{ф.бл})(1 - L_{ф.бл}) -\\
&- M_2 L_{ф.бл} P_{ф.бл}]/(J_н + J_т L_{ф.бл})];\\
&\frac{d\omega_т}{dt} = [M_1 L_{ф.бл} P_{ф.бл} + M_т +\\
&+ M_{ф.бл}\mathrm{sign}(\omega_{ф.бл})(1 - L_{ф.бл}) - M_2]/(J_н L_{ф.бл} + J_т);\\
&\frac{d\omega_{д.вх}}{dt} = [M_2 - M_{ф.д}\mathrm{sign}(\omega_{ф.д})(1 - L_{ф.д}) -\\
&- M_3 L_{ф.д} P_{ф.д}/(u_д \eta_д)]/(J_{д.вх} + J_{д.вых} L_{ф.д}/u_д^2);\\
&\frac{d\omega_{вых}}{dt} = [(M_2 L_{ф.д} P_{ф.д} + M_{ф.д}\mathrm{sign}(\omega_{ф.д})(1 - L_{ф.д})) \times\\
&\times u_д \eta_д - M_3]/(J_{д.вх} L_{ф.д} u_д^2 + J_{д.вых});\\
&\frac{d\omega_{кп.вх}}{dt} = [M_3 - M_{ф.кп}\mathrm{sign}(\omega_{ф.кп})(1 - L_{ф.кп}) -\\
&- M_4 L_{ф.кп} P_{ф.кп}/(u_{кп} \eta_{кп})]/(J_{кп.вх} + J_{кп.вых} L_{ф.кп}/u_{кп}^2);\\
&\frac{d\omega_{кп.вых}}{dt} = [(M_3 L_{ф.кп} P_{ф.кп} + M_{ф.кп}\mathrm{sign}(\omega_{ф.кп}) \times\\
&\times (1 - L_{ф.кп})) u_{кр} \eta_{кп} - M_4]/(J_{кп.вх} L_{ф.кп} u_{кп}^2 + J_{кп.вых});\\
&\frac{d\omega_{гп}}{dt} = [M_4 - M_5/(u_{гп} \eta_{гп})]/J_{гп};\\
&\frac{d\omega_{вк}}{dt} = (M_5 u_{кол} \eta_{кол} - M_6 - M_{fвк})/J_{вк};\\
&\frac{d\omega_ш}{dt} = [M_6 - M_φ(1 - L_φ) - M_с L_φ P_φ]/(J_ш + J_{ма} L_φ);\\
&\frac{d\omega_{ма}}{dt} = [M_6 L_φ P_φ + M_φ(1 - L_φ) - M_с]/(J_ш L_φ + J_{ма}).
\end{aligned}\right\}$$

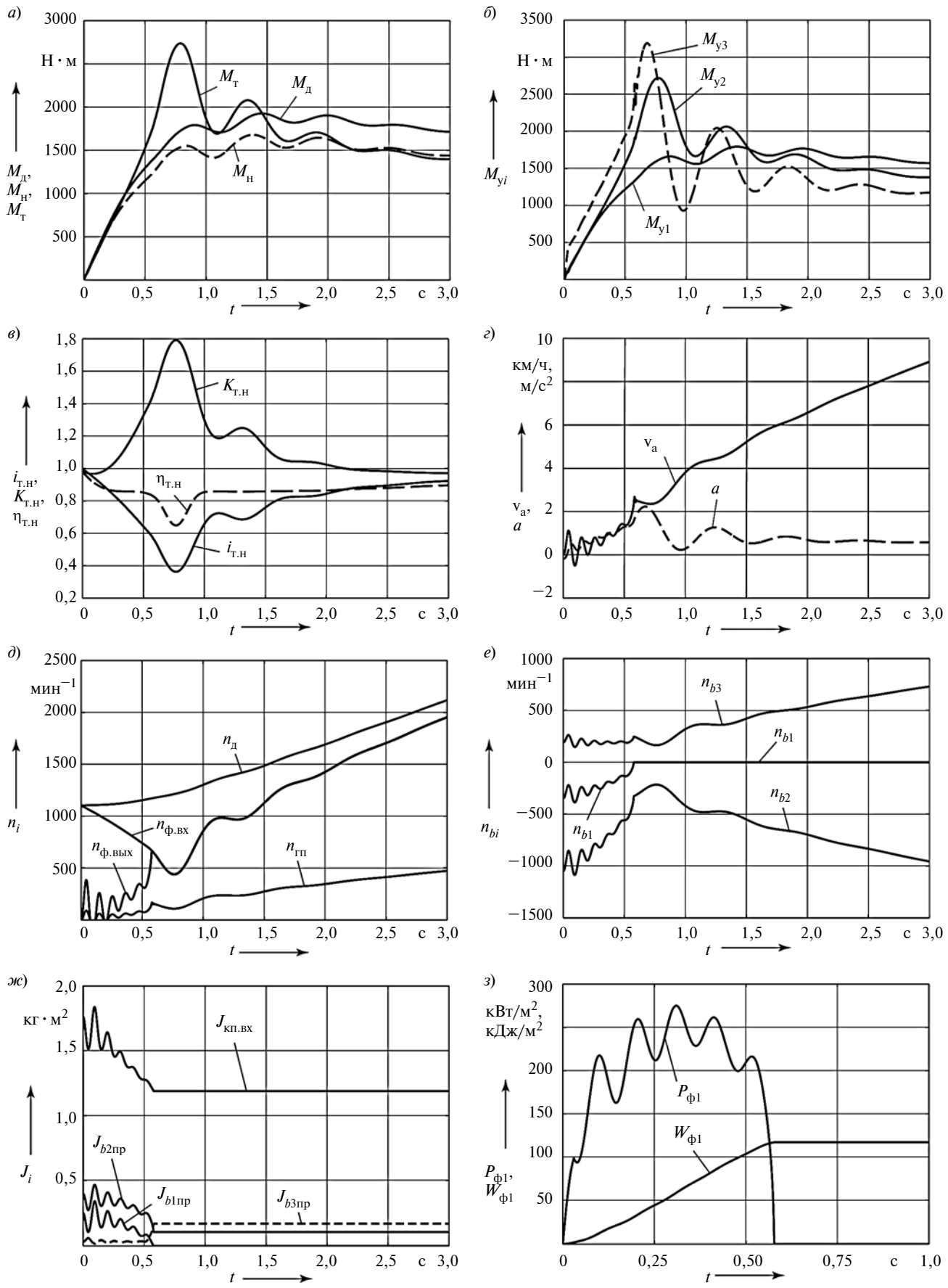

Рис. 8. Результаты моделирования динамической системы "двигатель — гидротрансформатор — планетарная коробка передач — автомобиль — дорога"

Моменты M_1, M_2, ..., M_6 отображают суммарные воздействия упругих и диссипативных элементов, соединяющих между собой соответствующие сосредоточенные массы системы (см. рис. 7). Вычисление их выполняется по формуле 19, в которой $\Delta\varphi_i$ — угловая деформация i-го соединительного элемента; $\Delta\omega_i$ — относительная угловая скорость поворота соединяемых сосредоточенных масс.

Результаты моделирования процесса трогания автомобиля с места и интенсивного разгона на первой передаче приведены на рис. 8.

Изменения вращающих моментов двигателя $M_{дв}$, насосного $M_н$ и турбинного $M_т$ колёс ГДТ показывают графики рис. 8, *а*, а моментов в упругих элементах соединения двигателя и ГДТ $M_{у1}$ на валу турбины $M_{у2}$ и на торсионе $M_{у3}$, соединяющем делитель с базовой коробкой передач, — рис. 8, *б*.

Изменения безразмерных характеристик гидродинамического трансформатора представлены на рис. 8, *в*. Передаточное отношение ГДТ $i_{т.н}$ после замыкания фрикциона первой передачи, которое происходит в момент времени $t = 0{,}58$ с (см. рис. 8, *д*), снижается до значения $i_{т.н} = 0{,}36$ и затем начинает постепенно возрастать. Значение КПД ГДТ $\eta_{т.н}$ падает до 0,65, а коэффициент трансформации $K_{т.н}$ возрастает до 1,79. Таким образом, очевидно, что гидродинамический трансформатор позволяет успешно преодолеть возрастающую нагрузку, обусловленную замыканием фрикциона, и обеспечить последующий эффективный разгон автомобиля. Графики изменения скорости $v_а$ и ускорения a автомобиля показаны на рис. 8, *г*.

Изменение скорости вращения вала двигателя $n_{дв}$, турбины ГДТ $n_т$, главной передачи $n_{гп}$, а также ведущих $n_{ф.вх}$ и ведомых $n_{ф.вых}$ дисков фрикциона первой передачи планетарной коробки передач представлены на рис. 8, *д*, из которого видно, что в момент времени $t = 0{,}58$ с фрикцион замыкается, так как $n_{ф.вых} = n_{ф.вх}$, после чего турбина ГДТ быстро разгоняется и $n_т$ увеличивается.

На рис. 8, *е* приведены графики изменения скоростей вращения n_{b1}, n_{b2}, n_{b3} звеньев ПКП b_1, b_2, b_3, а на рис. 8, *ж* — изменения их приведённых моментов $J_{b1пр}$, $J_{b2пр}$, $J_{b3пр}$ при приведении их к ведущему звену a_1 (см. рис. 5, *б*). Масса с моментом инерции J_{b2} затормаживается включаемым фрикционом первой передачи $Ф_1$, после чего её приведённый момент $J_{b2пр}$ становится равным нулю. Масса $J_{b1пр}$ на первой передаче вращается в противоположном направлении по сравнению со скоростью входной массы $n_{кп.вх}$. Однако соотношение их скоростей по абсолютной величине после замыкания фрикциона $Ф_1$ остаётся постоянным. Это нетрудно видеть из схемы, показанной на рис. 5, *б*. Вследствие этого её приведённый момент $J_{b1пр}$ остаётся постоянным (см. рис. 8, *ж*).

Масса J_{b3} после замыкания фрикциона начинает разгоняться быстрее, чем масса $J_{кп.вх}$, поэтому её приведённый момент $J_{b3пр}$ возрастает в соответствии с увеличивающейся кинетической энергией (см. формулу (14)). Суммарный приведённый момент инерции массы на входе планетарной коробки передач $J_{кп.вх}$ при буксовании фрикциона падает, а затем начинает возрастать соответственно увеличению скорости автомобиля. Таким образом, приведённые на рис. 8, *е* и *ж* графики подтверждают необходимость учёта изменения приведённого момента инерции масс ПКП в переходных процессах и при изменении скоростных режимов движения.

Графики изменения удельной мощности $P_{ф1}$ и удельной работы буксования $W_{ф1}$ фрикциона первой передачи в процессе трогания автомобиля с места изображены на рис. 8, *з*.

Выводы из всего, сказанного выше, очевидны.

Планетарные коробки передач характеризуются высокой жёсткостью звеньев, поэтому при их моделировании упругие свойства звеньев обычно не учитываются. Однако в этом случае динамическая модель коробки получается с топологическими вырождениями, что существенно усложняет построение её математической модели.

Предлагаемая автором методика моделирования планетарной коробки передач с жёсткими звеньями её планетарных рядов позволяет построить математическую модель, адекватно отображающую её физические свойства, причём для коробок любой сложности структуры, т.е. любого числа степеней свободы её кинематической схемы. При числе степеней свободы более двух исходная динамическая модель коробки подвергается декомпозиции в целях выделения компонентов модели с двумя степенями свободы. Взаимодействие выделенных компонентов должно осуществляться посредством связей, обладающих упругими свойствами. Это ограничение не создаёт препятствий для построения математической модели, так как компоненты планетарных коробок передач обычно конструктивно связаны друг с другом посредством торсионных валов.

Приведённый пример моделирования динамической системы "двигатель — гидротрансформатор — планетарная коробка передач — автомобиль — дорога" подтверждает эффективность предлагаемой методики моделирования объектов с планетарными коробками передач.

Литература

1. Проектирование трансмиссий автомобилей: справочник / Под общ. ред. А.И. Гришкевича. — М.: Машиностроение, 1984. — 272 с.
2. Тарасик В.П. Математическое моделирование технических систем: учебник / В.П. Тарасик. — Минск: Новое знание; М.: ИНФРА-М, 2017. — 592 с.
3. Нарбут А.Н. Гидромеханические передачи автомобилей: учебное пособие / А.Н. Нарбут. М.: ООО "Гринлайт + ", 2010. — 192 с.

УДК 629.113.001

СРЕДСТВА И МЕТОДЫ ФОРМИРОВАНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ КОЛЁСНОЙ МАШИНЫ В РЕЖИМЕ ТОРМОЖЕНИЯ

Д-ра технических наук **ДЫГАЛО В.Г., РЕВИН А.А.**
Волгоградский ГТУ (vladislav.dygalo@gmail.ru)

Изложены метод и средства формирования тормозной динамичности, устойчивости и управляемости колёсной машины за счёт выбора структуры управления тормозами.

Ключевые слова: *тормозная динамичность, устойчивость, управляемость, колёсная машина, схема установки АБС.*

Dygalo V.G., Revin A.A.

MEANS AND METHODS FORMING OF USE PROPERTIES WHEELED VEHICLES IN BRAKING MODE

Presented a method and means of formation of dynamic braking, stability and controllability of the wheel car by choosing brakes management structure.

Keywords: *dynamic braking, stability, manageability, wheeled vehicle, the installation scheme ABS.*

При проектировании колёсной машины перед конструктором всегда стоит задача формирования эксплуатационных свойств применительно к условиям эксплуатации машины. Эта задача относится к категории важнейших, поскольку во многом определяет конкурентоспособность и перспективность создаваемой конструкции. Как известно, эксплуатационные свойства колёсной машины определяются совокупностью конструктивных параметров и формируются на стадии проектирования новой модели. До момента внедрения автоматизированных тормозных систем было не принято употреблять понятие "эксплуатационные свойства автомобиля" применительно к особому режиму движения — режиму экстренного торможения. Обычно при этом ограничивались определением "тормозные свойства", отдавая предпочтение, главным образом, таким показателям, как тормозной путь, установившееся замедление, величина тормозных моментов или сил на колёсах, период нарастания замедления, т. е. показателям, определяющим тормозную динамичность. При этом предполагалось безусловное обеспечение прямолинейного движения без заноса и существенного отклонения траектории движения от прямолинейной. Невыполнение последнего условия приводит к потере смысла в тормозной динамичности, и поэтому для обеспечения устойчивости автомобиля регламентируется последовательность блокирования колёс его осей.

Согласно требованиям ГОСТ Р 41.13—99 (Правила № 13 ЕЭК ООН) испытания проводятся на твёрдом дорожном покрытии с коэффициентом сцепления не более 0,3. В требованиях записано — *"если коэффициент сцепления испытательного трека слишком высок, из-за чего антиблокировочная система тормозов не может работать в режиме непрерывной цикличности, то испытания могут проводиться на поверхности с более низким коэффициентом сцепления"*. При этом данные испытания проводят высококвалифицированные и специально подготовленные водители-испытатели. Однако в реальных условиях эксплуатации колёсной машины обычный водитель зачастую оказывается в ситуации, существенно отличающейся в худшую сторону от условий испытаний.

Прежде всего, это возникает из-за наличия на дороге "микста", т.е. поперечной неравномерности коэффициента сцепления, которая при торможении приводит к возникновению поворачивающего момента, действующего на машину в горизонтальной плоскости. Как следствие при этом возникают боковые реакции в контакте колёс с дорогой. С другой стороны, многие исследователи отмечают флуктуацию коэффициента сцепления по пути, что не может не сказаться на состоянии затормаживаемых колёс и последовательности их блокирования.

Внедрение и широкое распространение автоматизированных тормозных систем перевело проблему повышения качества процесса торможения колёсной машины на новый уровень, поскольку появилась возможность формирования помимо тормозной динамичности ещё и таких эксплуатационных свойств, как устойчивость и управляемость в режиме экстренного торможения [5].

Как известно, тормозная динамичность определяется быстродействием срабатывания элементов тормозного привода и степенью реализации сцепных свойств в контакте колёс с дорогой. По условию сохранения колесом способности к восприятию боковой реакции без скольжения (да и динамичности в силу экстремального характера протекания $\varphi(s)$ — диаграммы) не должно достигаться полного юза колеса. Вследствие экстремального характера протекания кривой торможение колеса в области критического проскальзывания носит неустойчивый характер и зависит от алгоритма функционирования АБС, быстродействия её модулятора, а также постоянной времени тормозного механизма.

Что касается устойчивости, то вопрос не так однозначен, как это может показаться на первый взгляд, поскольку процесс торможения колёсной машины протекает в условиях флуктуации коэффициента сцепления. Причём как по пути, так и в поперечном направлении. Следовательно, наиболее типичным является процесс торможения на поверхности с поперечной неравномерностью коэффициента сцепления. Речь идёт лишь о величине этой неравномерности. Следовательно, на колёсную машину в процессе торможения в горизонтальной плоскости от разности тормозных сил на колёсах её бортов действует поворачивающий момент, который обусловлен АБС (алгоритмом функционирования и схемой её установки), с одной стороны, а также флуктуацией коэффициента сцепления — с другой. При этом действующий в горизонтальной плоскости поворачивающий момент однополярен при явно выраженном "миксте" или меняет знак в процессе торможения при сопоставимых величинах реализованного сцепления под колёсами правого и левого бортов.

Стремление к оптимизации процесса торможения автомобиля в ус-

ловиях "микста" создаёт для конструктора дилемму в выборе принципа управления тормозными моментами на осях колёсной машины. При этом желание максимально использовать сцепные свойства поверхности дороги для реализации наивысшей в данных условиях тормозной динамичности будет способствовать росту возмущающего поворачивающего момента от разности тормозных сил по бортам по мере увеличения "микста". Попытка снижения величины этого момента за счёт применения низкопороговых структур управления (*SLL* — одновременное регулирование тормозных моментов на обоих колёсах оси по состоянию колеса, находящегося в худших по сцеплению условиях) неизбежно приведёт к снижению тормозной динамичности (росту тормозного пути и уменьшению реализованного замедления).

Применение полярной по свойствам независимой (индивидуальной) структуры управления (*IR*) способствует наивысшей реализации сцепных свойств поверхности, с одной стороны, и возникновению мощного поворачивающего момента — с другой. При этом необходимо помнить, что степень реализации сцепных свойств поверхности зависит от алгоритма функционирования АБС, что часто является предметом "ноу-хау" фирмы производителя, качества отработки сигналов управления (определяется типом тормозного механизма, тормозного привода, быстродействием модулятора АБС), а также структуры управления (схемы установки АБС). В задачи, которые решает производитель АБС, обычно входят первая и частично вторая. Третья задача целиком ложится на плечи конструктора колёсной машины. Она усложняется ещё и тем, что при использовании автоматизированных систем, поскольку передние управляемые колёса автомобиля не блокируются и способны воспринимать боковые реакции без скольжения, возникает принципиально новый аспект решения проблемы формирования эксплуатационных свойств. Тем самым обеспечиваются условия для коррекции водителем направления движения в режиме торможения, т.е. сохраняется управляемость. Следовательно, применительно к режиму торможения автомобиля с АБС при протекании процесса в условиях постоянно действующих возмущений (например, "микст") устойчивость необходимо рассматривать во взаимосвязи с возможностью реакции водителя на возникающие отклонения в курсовом движении, т.е. затрагивается управляемость. В данном случае под управляемостью будем понимать свойство колёсной машины подчиняться сигналам управления с необходимой точностью и реализовать заданное направление движения.

Для реализации наивысшей в данных дорожных условиях тормозной динамичности колёсной машины на наиболее нагруженных нормальными реакциями осях, с учётом перераспределения в процессе торможения из-за дифферента, должно быть реализовано независимое (индивидуальное) управление тормозными моментами. Для подавляющего большинства моделей легковых автомобилей и короткобазных малотоннажных грузовых автомобилей, фургонов и т.п. — это передние управляемые колёса. Однако при таком решении необходимо учесть, что поворачивающий момент действует также и на передних управляемых колёсах, которые имеют дополнительную степень свободы. Это потребует от водителя соответствующей реакции на асимметричное возмущение и приведёт к самоповороту управляемых колёс в пределах податливости в сочленениях рулевого привода. Наличие рулевого усилителя и конструкции рулевых приводов, имеющих меньшую податливость, будет способствовать меньшей амплитуде самоповорота управляемых колёс. По полученным экспериментальным данным при установке независимой структуры управления на передних колёсах углы самоповорота в процессе торможения на "миксте" *сухой асфальтобетон—лёд* достигали для автомобилей семейства КамАЗ $\pm 0{,}07$ рад, для автофургона УАЗ $\pm 0{,}09$ рад, для автомобилей семейства ВАЗ с рулевым механизмом типа "глобоидальный червяк—ролик" $\pm 0{,}02$ рад.

Наличие рулевого усилителя способствует лучшей реализации функций водителя по коррекции направления движения в режиме торможения даже при наличии мощного поворачивающего момента от разности тормозных сил. Однако необходимо признать, что данная область ещё недостаточно изучена.

Сказанное выше может быть проиллюстрировано формулой для определения реализованного радиуса поворота двухосной колёсной машины, который в конечном счёте определяет её поворачиваемость. С учётом возникновения угла самоповорота от неравномерности тормозных реакций на передних управляемых колёсах радиус поворота может быть представлен в виде $R = L/(\Theta \pm \Theta_{ру} + \delta_2 - \delta_1)$, где Θ — угол поворота управляемых колёс, задаваемый водителем; $\Theta_{ру}$ — угол самоповорота управляемых колёс; δ_2, δ_1 — углы увода соответственно колёс передней и задней осей.

Ниже рассмотрим, как влияют алгоритм АБС и реализованная структура управления тормозными моментами оси на формирование поворачиваемости колёсной машины в режиме торможения. Так, повышение степени использования коэффициента сцепления, которое характерно для независимых структур управления, будет способствовать уменьшению коэффициента коррекции в формуле нелинейного увода, предложенной Д.А. Антоновым и, следовательно, росту угла увода при тех же величинах боковых сил. При реализации независимой структуры на передних колёсах это явление будет способствовать проявлению недостаточной поворачиваемости, а на задних — наоборот, излишней, вплоть до склонности к заносу.

Проведённые в ВолгГТУ исследования на легковых и короткобазных грузовых автомобилях полностью подтвердили вышесказанное. Так, реализация структур управления, способствующих проявлению автомобилем излишней поворачиваемости в режиме торможения (установка зависимой низкопороговой структуры на передней оси или независимой на задней), всегда приводила к большим отклонениям в процессе торможения как курсового угла, так и смещениям центра масс от продольной оси.

Приведённые примеры показывают сложность решаемой задачи по формированию эксплуатационных свойств колёсной машины в режиме торможения [5]. Особую сложность

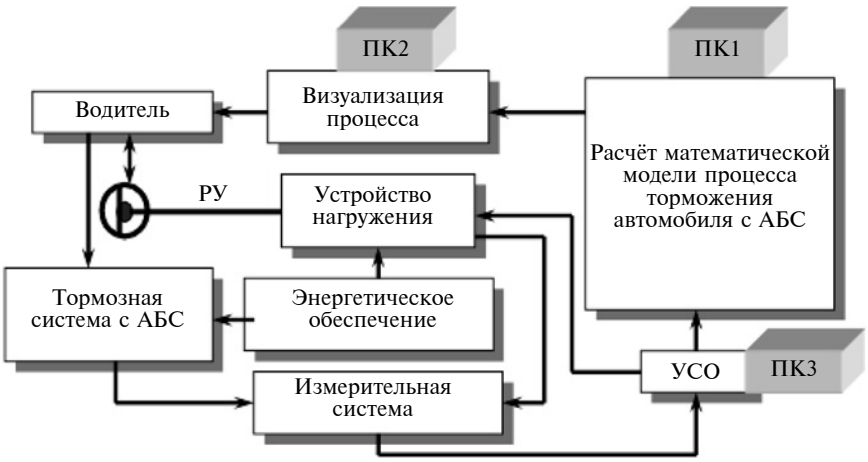

Рис. 1. Принципиальная схема стенда, реализующего виртуально-физическую технологию моделирования

эта задача приобретает если при имеющихся характеристиках элементов автоматизированной системы необходимо выбрать структуру управления на осях многоосных транспортных средств. Как показали исследования, практически одинаковые результаты могут быть получены при меньшем числе установленных элементов АБС, что имеет, безусловно, экономический аспект. Следует отметить, что в задачи фирмы-производителя АБС это не входит. Скорее наоборот — чем большее количество элементов будет установлено, тем больше будет у неё заказ на поставляемую продукцию.

Конструктору эту непростую задачу придётся решать. При этом необходимо учесть, что для испытания тормозных свойств колёсной машины с АБС согласно ГОСТ Р 41.13—99 (Правила 13 ЕЭК ООН) необходимы особые условия, которыми располагает в России только "Центр испытаний НАМИ" в Дмитрове. Строительство же и содержание специальных треков при автомобильных заводах вряд ли целесообразно из-за большой их стоимости. Но оперативная информация для принятия того или иного решения конструктору зачастую совершенно необходима.

Эффективным выходом из сложившейся ситуации, на наш взгляд, является развитие стендового оборудования [2, 4, 6, 8], основанного на новых технологиях, в соответствии с задачами формирования эксплуатационных свойств колёсной машины в режиме экстренного торможения. Такими возможностями обладают стенды, использующие виртуально-физические технологии моделирования [4, 9, 10]. Они включают работающие в реальном масштабе времени вычислительные управляющие машины и реальные физические объекты. На вычислительной машине реализована математическая модель колёсной машины и дорожных условий [3]. Тормозной привод, тормозные механизмы и элементы АБС реализованы в виде реальных агрегатов. Такое деление позволяет конструктору совместить характеристики поставляемой фирмой-производителем АБС с тормозным приводом проектируемой колёсной машины и оценить достигаемые при этом эксплуатационные свойства при различных структурах управления.

Принципиальная схема подобного стенда представлена на рис. 1. В зависимости от решаемой задачи схема может трансформироваться, но неизменным остаётся основной принцип построения таких стендов — реализация в виде математических моделей известных общепризнанных закономерностей, а в виде натурных агрегатов экспериментальных элементов и объектов, характеристики которых зависят от большого числа факторов и поэтому плохо поддаются точному описанию. В рассматриваемой задаче прежде всего это относится к описанию течения рабочего тела по тормозным магистралям, модуляторам АБС и тормозным камерам. Такой подход позволяет при поиске оптимального решения эффективно использовать метод сравнения состояний, при котором возможно фиксировать на определённом уровне ряд факторов и варьировать другие.

На рис. 2 и 3 (*см. стр. 3 обложки*) представлена предлагаемая схема включения стендовых испытаний на установках, использующих виртуально-физическую технологию моделирования, в линейку проектирования колёсной машины при формировании её эксплуатационных свойств в режиме торможения. (Такие этапы проектирования выделены красным фоном.) Применение этой технологии моделирования [1, 7, 9, 10], позволяет конструкторам апробировать технические решения, одновременно выявляя возможные недочёты в работе проектируемой системы и решать задачу формирования эксплуатационных свойств, применительно к условиям эксплуатации машины.

Литература

1. Ревин А.А. Комплексное моделирование в цикле проектирования автомобилей и их систем / А.А. Ревин, В.Г. Дыгало // Автомобильная промышленность. — 2002. — № 11. — С. 29—30.
2. Дыгало В.Г. Оценка адекватности при моделировании тормозной динамики автомобиля с АБС / В.Г. Дыгало, В.В. Котов, А.А. Ревин // Автомобильная промышленность. — 2012. — № 12. — С. 16—18.
3. Дыгало В.Г. Принципы синтеза виртуально-физических моделей, предназначенных для разработки тормозной системы автомобиля с АБС / В.Г. Дыгало, А.А. Ревин // Автомобильная промышленность. — 2014. — № 8. — С. 17—19.
4. Стенд для комплексных лабораторных испытаний ЭГТС / В.Г. Дыгало, А.А. Ревин, А. Сорниотти, М. Веллардокиа // Автомобильная промышленность. — 2006. — № 3. — С. 34—36.
5. Ревин А.А. Формирование основных эксплуатационных свойств автотранспортных средств в режиме торможения / А.А. Ревин, В.Г. Дыгало // Автомобильная промышленность. — 2014. — № 11. — С. 3—5.
6. Дыгало В.Г. Альтернативные (виртуально-физические) испытания автоматизированных тормозных систем колёсных машин / В.Г. Дыгало, А.А. Ревин // Технология колёсных и гусеничных машин. — 2015. — № 1. — С. 37—43.
7. Ревин А.А. Виртуальные испытания в цикле проектирования автоматизированных тормозных систем / А.А. Ревин, В.Г. Дыгало // Наука — производству. — 2005. — № 1. — С. 43—47.
8. Исследование свойств активной безопасности транспортных средств методом имитационного моделирования / А.В. Тумасов, А.М. Грошев, С.Ю. Костин, М.И. Саунин, Ю.П. Трусов, В.Г. Дыгало // Журнал автомобильных инженеров. — 2011. — № 2. — С. 34—37.
9. Дыгало В.Г. Виртуально-физическая технология лабораторных испытаний систем активной безопасности автотранспортных средств: монография / В.Г. Дыгало, А.А. Ревин; ВолгГТУ. — Волгоград: РПК "Политехник", 2006. — 316 с.
10. Дыгало В.Г. Технологии испытания систем активной безопасности автотранспортных средств: монография / В.Г. Дыгало, А.А. Ревин. — М.: Машиностроение, 2012. — 387 с.

УДК 629.113

НОВЫЕ СХЕМЫ ПРИВОДА ДЛЯ МЕХАТРОННОЙ СИСТЕМЫ ПОДРЕССОРИВАНИЯ КОЛЕСА[1]

Д-р техн. наук **БЕЛОУСОВ Б.Н.;**
кандидаты техн. наук **ДЕМИК В.В., ЛЮШНИН С.А.; СТЕПНОВ В.Л.; КУЗМИНОВ К.С.; ПЕТУХОВ А.И.**[2]
МГТУ имени Н.Э. Баумана (499.263-60-65)

Рассматриваются результаты исследований создания мехатронной системы подрессоривания транспортных средств (автомобилей и тракторов) будущего, отвечающих постоянно ужесточающимся законодательным требованиям к их активной и экологической безопасности. Приводятся результаты анализа конструктивных схем исполнительной части электрогидравлического привода управления параметрами пневмогидравлической подвески колеса с вертикальной нагрузкой на него 5 и более тонн.

Ключевые слова: *колёсные транспортные средства, активная безопасность автомобиля, экологическая безопасность, мехатроника, мехатронный модуль, мехатронная система, система подрессоривания колеса, колёсный опорно-ходовой модуль (ОХМ КМ).*

Belousov B.N., Demic V.V., Lushnin S.A., Stepnov V.L., Kuzminov K.S., Petukhov A.I.

NEW DRIVE CIRCUITS FOR MECHATRONIC SUSPENSION SYSTEM WHEELS

The authors study the creation of mechatronic suspension systems of vehicles (cars and tractors) future meeting increasingly stringent legislative requirements for their active and environmental safety. The article resents the results of the analysis of constructive schemes of the Executive part of the electro-hydraulic actuator options pneumatic arm with a vertical load on it is 5 or more, etc.

Keywords: *wheeled vehicle, active vehicle safety, environmental safety, mechatronics, mechatronic module, mechatronic system, suspension system, wheel, wheel roller module (WRM).*

Расчёты, подтверждающие работоспособность и надёжность рассмотренных конструкций СУПП, проведены с помощью математического моделирования и верифицированы физическим моделированием при стендовых испытаниях. При этом были использованы следующие исходные данные: диаметр поршня $d_{пш}$ = 130 мм, внешний диаметр штока $d_{шт}$ = 114 мм, внутренний диаметр штока $d_{шт}$ = 130 мм, атмосферное давление $p_{ат}$ = 0,1 МПа, ускорение свободного падения g = 9,8 м/с^2, показатель адиабаты γ = 1,3, требуемый диапазон собственной частоты колебаний подрессоренной массы от 0,8 до 1,2 Гц, максимальное усилие на штоке пневмогидравлической рессоры 300 кН, диапазон температурного режима от −50 до +45 °С. Нормальные условия при t_0 = 20 °С, ход подвески на сжатие $h_{сж}$ = 200 мм, ход подвески на отбой $h_{сж}$ = 180 мм.

Результаты расчёта трёх вариантов пневмогидравлической рессоры представлены соответственно в таблицах 1—3, а также показаны на рис. 5—7.

Для того чтобы более полно оценить достигаемый технический эффект, был проведён комплекс сопоставительных расчётных исследований по имитации движения колёсного шасси с перспективной пружинной подвеской (рис. 8) и гидропневматической подвеской, предлагаемой авторами. Характеристики перспективной двухрычажной, пружинной подвески и семейство характеристик гидропневматической подвески предлагаемого опорно-ходового модуля приведены на рис. 9.

Таблица 1

Параметр рессоры		Масса на колесе, кг	
		5500	2880
Статический объём газа, л		1,9	3,56
Статическое давление газа, МПа		10,43	5,46
Жёсткость, кН/м		578,5	160
Собственная частота, Гц		1,16	0,85
Статический прогиб подвески, мм		184	337
Усилие при крайних положениях подвески, кН	Сжатие (200 мм)	298,1	86,1
	Отбой (−180 мм)	63,0	40,2

Таблица 2

Параметр рессоры		Масса на колесе, кг	
		5500	2460
Статический объём газа, л		1,9	2,76
Статическое давление газа, МПа		10,43	4,66
Жёсткость, кН/м		578,5	175,9
Собственная частота, Гц		1,16	0,97
Статический прогиб подвески, мм		184	265
Усилие при крайних положениях подвески, кН	Сжатие (200 мм)	298,1	45,9
	Отбой (−180 мм)	63,0	21,2

Таблица 3

Параметр рессоры		Масса на колесе, кг	
		5500	1645
Статический объём газа, л		1,9	4,1
Статическое давление газа, МПа		10,43	3,12
Жёсткость, кН/м		578,5	79,53
Собственная частота, Гц		1,16	0,8
Статический прогиб подвески, мм		184	387
Усилие при крайних положениях подвески, кН	Сжатие (200 мм)	298,1	45,5
	Отбой (−180 мм)	63,0	23,4

[1] Окончание. Начало — см. АП, 2018, № 9.

[2] В испытаниях и обработке результатов участвовали: Наумов С.В., канд. физ.-мат. наук Ксеневич Т.И., канд. техн. наук Медведев Е.В.

Для пружинной подвески характерны две зоны: до положения статического нагружения (жёсткость упругого элемента c = 1,054 кН/мм) и зона динамического нагружения (жёсткость упругого элемента c = 1,449 кН/мм). Статический эффективный ход колеса в пределах первой зоны составляет 160 мм, динамический ход колеса в зоне 2 — 200 мм. Прогрессивный характер упругой характеристики достигается в этой подвеске геометрией пружины.

Основной недостаток данной конструкции состоит в невыполнении первого необходимого требования к системам подрессоривания, а именно отсутствии постоянства частоты колебаний, определяемых соотношением жёсткости упругого эленета c и нагрузки P, приходящейся на него. При снижении статической нагрузки в n раз ($P_0/P_1 = n$), расчётные частоты колебаний будут определяться соотношением $f_1 = f_0\sqrt{n}$.

Конструкция же гидропневматической подвески данного недостатка лишена. Чем больше статическая нагрузка P_0, тем круче характеристика, т. е. больше жёсткость подвески c. Эффективный статический прогиб подвески $f_э = P_0/c$ можно определить, проведя касательную к характеристике в точке, соответствующей статической нагрузке, до пересечения с осью абсцисс.

Прогиб остаётся примерно постоянным для всех нагрузок, лишь немного уменьшаясь при низких давлениях газа в упругом элементе. Так как высота упругого элемента h_0 при изменении статической нагрузки не меняется, постоянными остаются и значения динамического хода подвески (ход до ограничителей) как при сжатии h_c, так и при отбое h_0. Поскольку при реализуемом в конструкции гидравлическом регулировании положения подрессоренной массы весовое количество газа в упругом элементе подвески остаётся неизменным, имеется одна общая кривая статической характеристики, действительная для всех статических нагрузок (изображена на рис. 9 сплошной линией). Динамические характеристики для различных статических нагрузок изображены на рис. 9 штриховыми линиями. Жёсткость подвески увеличивается с увеличением нагрузки и эффективный прогиб $h_э$ уменьшается, т. е. $h_{э2} < h_{э1}$.

Таким образом, с одной стороны, собственная частота колебаний остаётся примерно постоянной вне зависимости от изменения статической нагрузки. С другой стороны, при увеличении статической нагрузки динамическая энергоёмкость не только не падает, но даже увеличивается, так как динамический ход подвески остаётся постоянным и в то же время жёсткость подвески при увеличении статической нагрузки растёт. Поэтому становится возможным сделать подвеску более мягкой, не допуская в то же время ударов об ограничители и, следовательно, повысить плавность хода автомобиля.

Демпфирование в пружинной подвеске (см. рис. 8) обеспечивается гидравлическим телескопическим амортизатором двухстороннего действия. Максимальная сила отбоя амортизатора $F_о$ = 28 439 Н при скорости поршня v = 0,54 м/с, максимальная сила сжатия амортизатора 16 671 Н при той же скорости поршня.

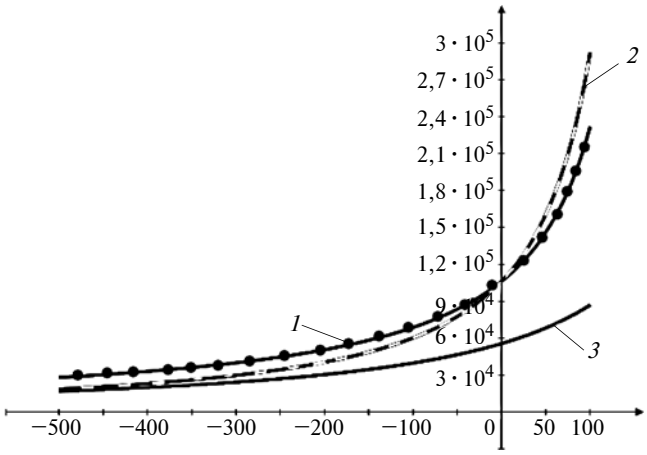

Рис. 5. Изменение усилия на штоке для варианта 1.1 в зависимости от перемещения штока:

1 — изотермический процесс; *2* — адиабатный процесс при массе 5,5 т; *3* — адиабатный процесс при массе 2,88 т

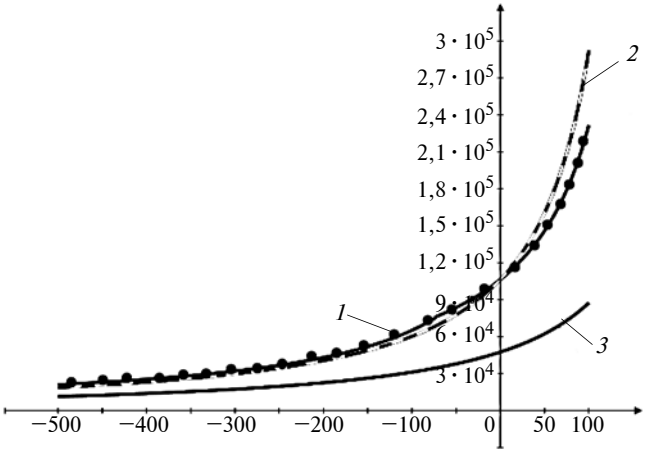

Рис. 6. Изменение усилия на штоке для варианта 1.2 в зависимости от перемещения штока:

1 — изотермический процесс; *2* — адиабатный процесс при массе 5,5 т; *3* — адиабатный процесс при массе 2,46 т

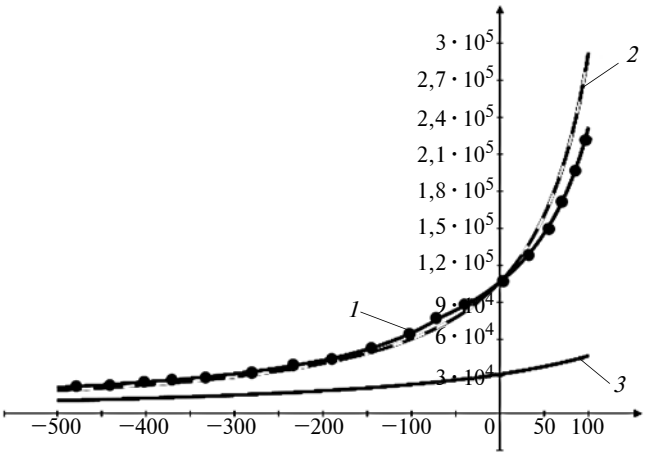

Рис. 7. Изменение усилия на штоке для третьего варианта в зависимости от перемещения штока:

1 — изотермический процесс; *2* — адиабатный процесс при массе 5,5 т; *3* — адиабатный процесс при массе 1,65 т

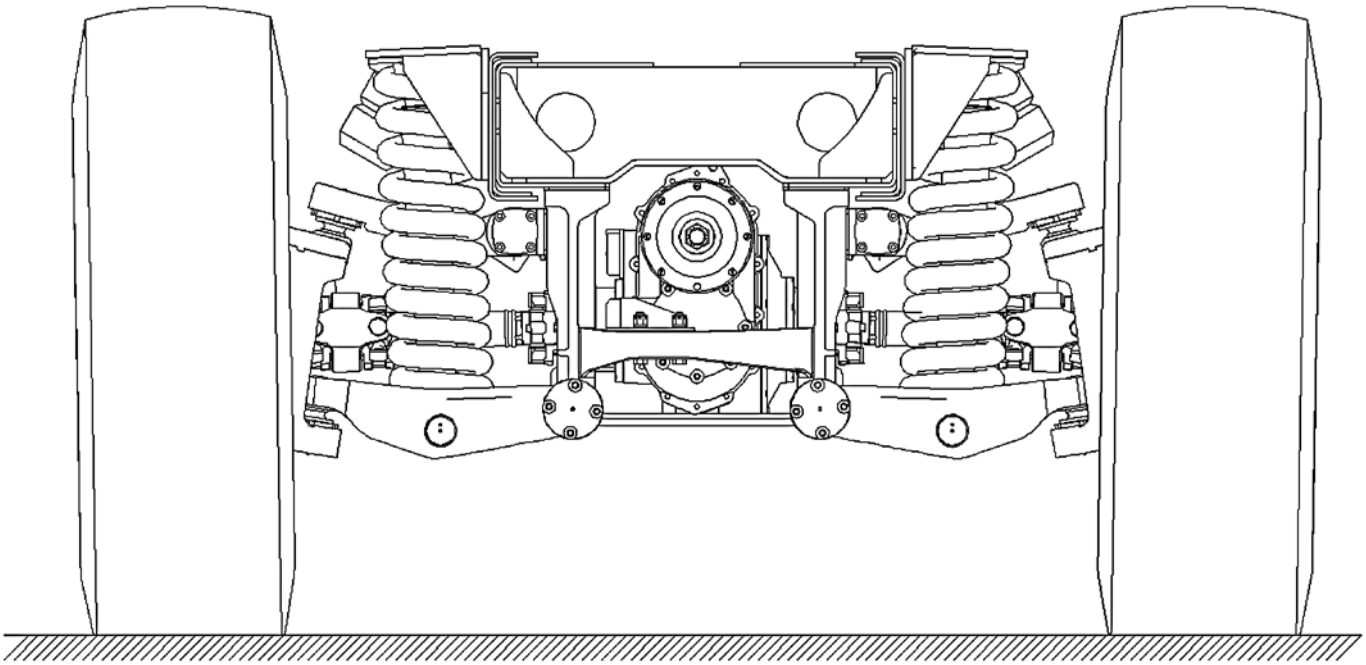

Рис. 8. Пружинная подвеска колёс машины

Коэффициенты демпфирования составляют: на отбое $k_о$ = 52 665,4 Н · с/м; на сжатии $k_с$ = 30 872,8 Н · с/м. Приведённый к оси колеса коэффициент демпфирования составляет 21 432,1 Н · с/м. Как показывают расчёты, выбранные коэффициенты демпфирования не являются оптимальными в силу того, что расчётное значение коэффициента апериодичности на отбое при максимальной нагрузке для данной конструкции имеет значение $\psi_о$ = 0,356. Изменение статической нагрузки в меньшую сторону в этом случае приведёт к выходу данного показателя за пределы рекомендуемого диапазона от 0,25 до 0,4.

Учитывая тот факт, что для гидропневматических подвесок коэффициент апериодичности изменяется обратно пропорционально нагрузке, а при подвесках постоянной жёсткости — обратно пропорционально корню квадратному из нагрузки, т. е. влияние нагрузки на коэффициент апериодичности существенно выше в гидропневматических подвесках, обязательным становится введение в их конструкцию автоматического регулирования коэффициента демпфирования пропорционально нагрузкам.

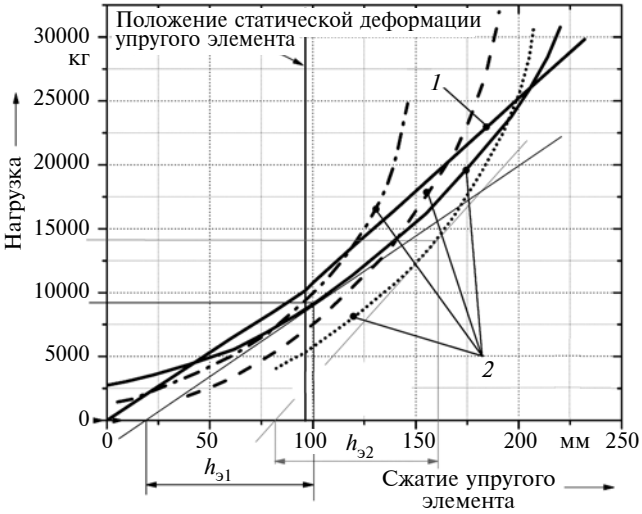

Рис. 9. Упругие характеристики подвесок опорно-ходового модуля автомобиля:

1 — характеристика пружинной подвески; *2* — семейство характеристик гидропневматической рессоры

Таким образом, исследования подтверждают техническую эффективность предложенных технических решений ОКР "Автоэлектроника-МГТУ-1" по сравнению с серийной и пружинной подвеской автомобилей.

Уход резонансных вертикальных колебаний из диапазона эксплуатационных скоростей, например, четырёхосного автомобиля БАЗ позволяет повысить ожидаемые средние скорости движения. Расчёты подтверждают и возможность снижения (на 20—30 %) величины пиков поперечно-угловых колебаний, например, того же автомобиля с Системой управления параметрами подрессоривания по сравнению с автомобилем с серийной подвеской. С другой стороны, совпадение пиков поперечных колебаний по частоте требует разработки дополнительных конструктивных мероприятий по СУПП для улучшения параметров поперечно-угловых колебаний.

Как видим, есть основания полагать, что автомобиль с СУПП будет иметь преимущества перед автомобилем с серийной подвеской по плавности хода (на 20—30 %) и средним скоростям движения (на 10—15 %). Кроме того, предлагаемая подвеска хорошо приспособлена для автоматизации управления её параметрами и всей системы подрессоривания автомобиля, что совпадает с тенденциями развития мирового автомобилестроения.

УДК 629.33

К ВОПРОСУ ОБ ОПРЕДЕЛЕНИИ КОЭФФИЦИЕНТА ПРОДОЛЬНОГО СКОЛЬЖЕНИЯ КОЛЕСА

Д-р техн. наук **БАЛАКИНА Е.В., САРБАЕВ Д.С.**
Волгоградский ГТУ (fahrgesteel2011@yandex.ru)

При расчёте коэффициентов сцепления шины с дорогой, в зависимости от коэффициентов продольного скольжения колеса, разные исследователи используют разные радиусы колеса: свободный, статический, динамический и качения. Авторы провели анализ их влияния на величины расчётных коэффициентов сцепления. Получена приближённая теоретическая зависимость для расчёта радиусов качения колеса.

Ключевые слова: *шина, расчёт коэффициента сцепления, коэффициент продольного скольжения колеса, свободный радиус, динамический радиус, радиус качения.*

Balakina E.V., Sarbaev D.S.

TO THE QUESTION ABOUT DEFINITION OF LONGITUDINAL WHEEL SLIDING

In the calculation of the friction coefficients, depending on the longitudinal wheel sliding, different researchers use different radiuses of the wheel: free, static, dynamic and rolling. The authors conducted an analysis of their effect on the values of the calculated friction coefficients. An approximate theoretical relation is obtained for calculating rolling radiuses of the wheel.

Keywords: *tire, calculation of the friction coefficient, longitudinal wheel sliding, free radius, dynamic radius, rolling radius.*

Определять коэффициент продольного скольжения колеса (s_x) приходится при математическом моделировании свойств активной безопасности колёсных машин, а также при их физическом моделировании на имитационных стендах и при создании автоматических беспилотных автомобилей [1—21]. Зависимость коэффициента сцепления шины с дорогой φ от s_x называют $\varphi - s_x$-диаграммой. Вид и численные характеристики этих зависимостей оказывают существенное влияние на расчётные оценочные параметры устойчивости, управляемости и тормозной динамики автомобиля.

В соответствии с источником [10] коэффициент продольного скольжения колеса — это отношение скорости продольного скольжения колеса к произведению его угловой скорости на радиус качения колеса без скольжения (формула 1 в таблице). Диапазон изменения s_x — от 0 до 100 %. В знаменателе формулы 1 в практических расчётах часто ставят V_x для исключения деления на ноль при блокировании колеса. Радиус качения ещё называют кинематическим радиусом [12, 15].

По указанной зависимости, т.е. через радиус качения, рассчитывают величину s_x многие авторы, например, [9, 11—16, 18—21]. Однако некоторые, ввиду отсутствия данных по радиусу качения, заменяют его другими величинами: свободным радиусом [1 и др.] либо динамическим радиусом [6, 8 и др.]. Поэтому в данной статье проведён анализ влияния вида используемого радиуса при расчёте коэффициента продольного скольжения колеса на форму получаемых $\varphi - s_x$-диаграмм.

Схема для приближённого расчёта кинематического радиуса приведена на рис. 1. Радиус качения шины в работах [13, 19] определяется формулой $r_k \approx r_{k0} \approx \frac{L_ш}{2\pi}$, где $L_ш$ — путь, пройденный шиной за один оборот; r_{k0} — радиус качения в свободном режиме. При этом динамический радиус шины $R_д = R_0 - \Delta z$.

Введём понятие относительной радиальной деформации шины: $n = \frac{\Delta z}{R_0}$. Тогда динамический радиус шины $R_д = R_0(1 - n)$, а её путь за оборот $L_ш = 2\pi R_0 - \cup 123 + l_{пк}$.

По формуле Хедэкеля [9] длина пятна контакта $l_{пк} \approx 2\sqrt{\Delta z(2R_0 - \Delta z)} = 2R_0\sqrt{n(2-n)}$. И, как видно из рис. 1, $\cup 123 \approx 2R_0\alpha = 2R_0\left(\arcsin\left(\frac{l_{пк}}{2R_0}\right)\right)$. После преобразований получено приближённое выражение для расчёта радиуса качения колеса (формула 2). В этом выражении при $n = 0$ (нет радиальной деформации шины) $r_k = R_0$, а при $n = \text{const}$ $r_k = \text{const}$.

В.П. Тарасик [16] предложил для вычисления радиуса качения колеса в ведомом режиме зависимость 3. По утверждению автора формулы, её погрешность — в пределах 3...8 %.

Расчётные радиус качения и динамический радиус при разных относительных деформациях шины n показаны на рис 2. Как видим, с ростом радиальной деформации шины радиус качения колеса, рассчитанный по формуле 2, уменьшается на величину до 2 %, а динамический — до 20 %. Нагляднее это представлено на рис. 3, где указанные радиусы показаны отнесёнными к свободному радиусу шины.

№	Формула	Примечания
1	$s_x = \frac{V_s}{\omega r_k}$	V_s — скорость продольного скольжения колеса ($V_s \approx V_x - \omega r_k$); ω — угловая скорость колеса; r_k — радиус качения колеса; V_x — продольная составляющая поступательной скорости оси колеса
2	$r_k \approx r_{k0} \approx R_0\left[\left(1 - \frac{\arcsin(\sqrt{n(2-n)})}{\pi}\right) + \frac{\sqrt{n(2-n)}}{\pi}\right]$	—
3	$R_{k0} = \frac{3R_д}{1 + 2R_д/R_0}$	—

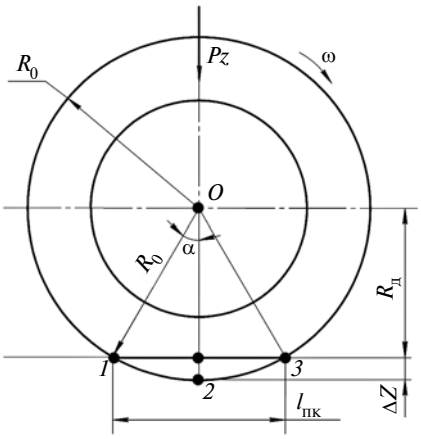

Рис. 1. Схема для приближённого расчёта кинематического радиуса колеса:
R_0 — свободный радиус шины; $R_д$ — динамический радиус шины; P_z — нормальная нагрузка колеса; $l_{пк}$ — длина пятна контакта; Δz — радиальный прогиб шины; ω — угловая скорость колеса; α — угол

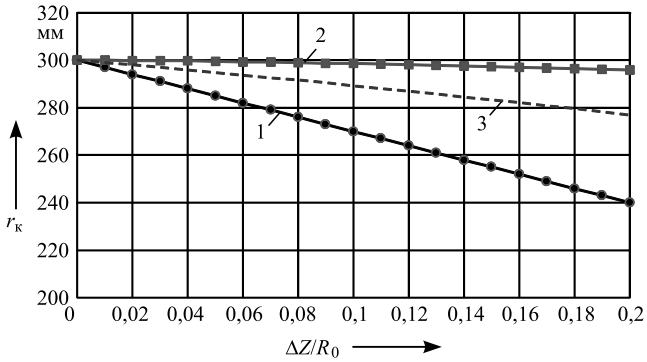

Рис. 2. Расчётные радиусы при разных относительных деформациях шины:
1 — динамический; *2* и *3* — качения (по формулам 2 и 3 соответственно)

Радиус качения более точно определяют экспериментом через путь, пройденный реальным колесом за 10 оборотов, как это принято в научной школе профессора А.И. Федотова [18, 19]. Результаты эксперимента показывают, что с ростом радиальной деформации шины радиус качения колеса уменьшается на величину не до 2 %, а до 3 % [19]. Однако в задачах проектного прогнозирования свойств активной безопасности автомобиля не представляется возможным экспериментальное определение радиуса качения, поэтому в таких случаях допустимо пренебречь этой несущественной погрешностью и вычислять его по предлагаемой теоретической зависимости 2.

В.А. Петрушов установил также зависимость радиуса качения от тангенциальной эластичности диагональной шины и подведённого крутящего момента: $r_k = r_{k0} - C_{шβ}M_k$ [13], где $C_{шβ}$ — коэффициент крутильной жёсткости шины; M_k — крутящий момент, подведённый к колесу. Вследствие существенно меньшей тангенциальной эластичности радиальной шины зависимостью $r_k = f(M_k)$ можно пренебречь.

На рис. 4 и 5 приведены расчётные $\varphi - s_x$-диаграммы при разных величинах боковой силы, появившейся до или после начала торможения, полученные при расчёте величины s_x по свободному, динамическому и радиусу качения шины. Расчёт производился по КИП-методике, изложенной в работе [6]. Из рис. 4, *а* и 5, *а* следует, что если при расчёте величины s_x использовать свободный радиус или радиус качения шины, то получаемые $\varphi - s_x$-диаграммы, соответствующие одной и той же боковой силе при тех же условиях её появления, практически совпадают, при этом они имеют традиционный вид, соответствующий типовым результатам экспериментов. Если же для этих целей использовать динамический радиус (рис. 4, *б* и 5, *б*), то $\varphi - s_x$-диаграммы качественно и количественно отли-

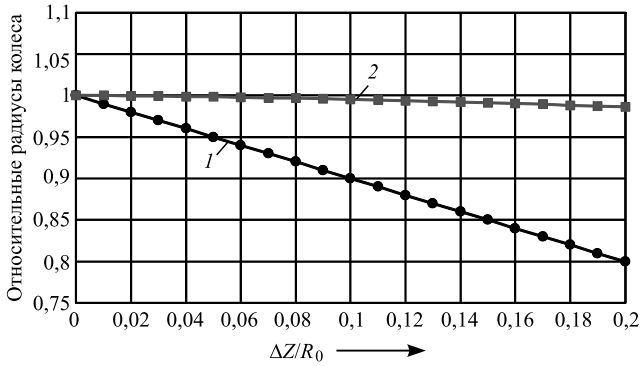

Рис. 3. Расчётные относительные радиусы при разных относительных деформациях шины:
1 — динамический; *2* — качения

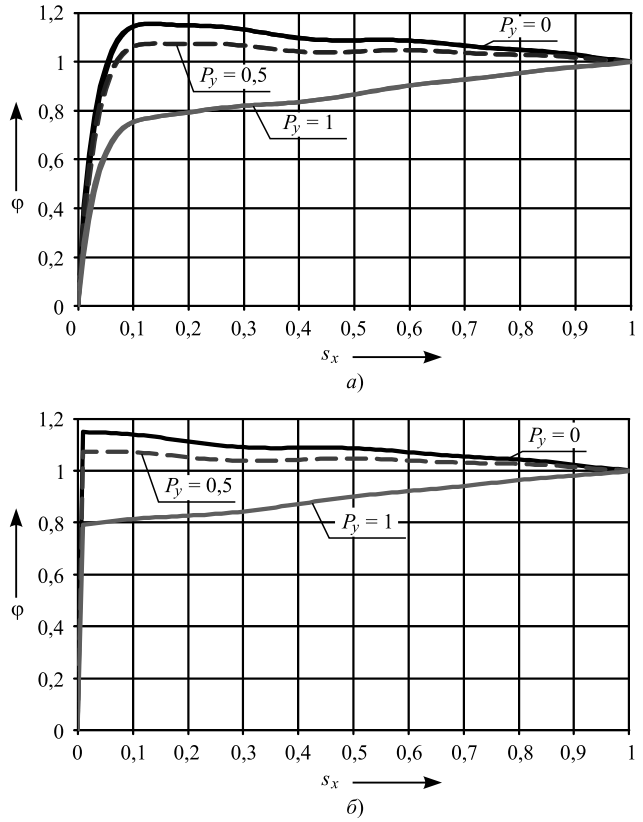

Рис. 4. Расчётные $\varphi - s_x$-диаграммы при разных величинах боковой силы, появившейся до начала торможения, полученные при расчёте величины s_x:
а — по свободному радиусу и радиусу качения; *б* — по динамическому радиусу

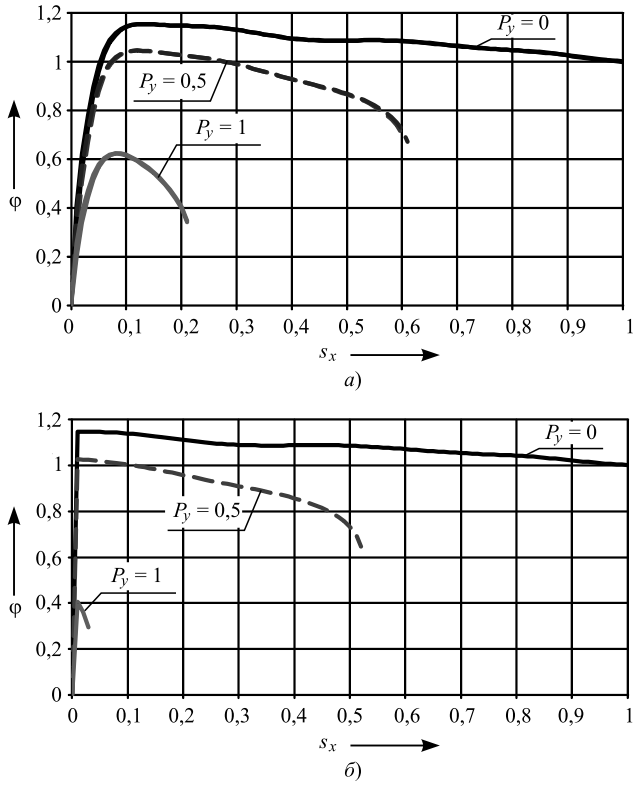

Рис. 5. Расчётные $\varphi - s_x$-диаграммы при разных величинах боковой силы, появившейся после начала торможения, полученные при расчёте величины s_x:

а — по свободному радиусу и радиусу качения; *б* — по динамическому радиусу

чаются в докритической области от традиционных. Кроме того, в процессе движения автомобиля динамический радиус колеса изменяется (например, от перераспределения вертикальных нагрузок или воздействия неровностей дороги), и расчётные диаграммы потеряют свою гладкость.

Отсюда следует вывод о целесообразности использования при расчётах коэффициента продольного скольжения колеса s_x свободного радиуса или радиуса качения шины. А приближённо рассчитать радиус качения с достаточной для практических расчётов точностью можно по приведённой выше полученной авторами формуле 2.

Не следует забывать, что сам термин "коэффициент продольного скольжения колеса" не является удачным, поскольку не всегда даёт представление о скольжении в пятне контакта. Коэффициент изменяется от 0 до 1, и также может выражаться в процентах. Когда он равен нулю, то очевидно, что речь идёт только о качении, без продольного проскальзывания. Когда равен 1, то вопросов также не возникает: речь идёт о заблокированном колесе ("юз"). Но его промежуточные значения имеют лишь смысл указанного отношения 1, и по ним невозможно судить о доли площади скольжения в общей площади пятна контакта.

Расчёты показывают [5], что, независимо от сцепных свойств твёрдой опоры, участок трения скольжения в пятне контакта затормаживаемого эластичного колеса зарождается при тормозном моменте на колесе $M_т \approx 0{,}4M_{т\,max}$ (это соответствует $\varphi \approx 0{,}4\varphi_{max}$). При $M_т \approx 0{,}65M_{т\,max}$ он занимает по площади приблизительно половину пятна контакта. При значениях тормозного момента, приближенных по величине к моменту, допустимому по условиям сцепления $M_т \approx M_{т\,max}$ (это соответствует $\varphi \approx \varphi_{max}$), независимо от сцепных свойств дорожного покрытия, участок трения скольжения разрастается на всю площадь пятна контакта [5].

Следовательно, понятие величины s_x как "коэффициента продольного скольжения колеса" не является корректным. Требуется уточнение этого понятия и введение дополнительного коэффициента, показывающего при каждом s_x отношение площади участка с трением скольжения в пятне контакта к общей площади пятна контакта шины с дорогой.

Литература

1. Ахметшин А.М. Исследование процесса торможения автомобиля с АБС / А.М. Ахметшин, В.А. Рязанцев // Журнал автомобильных инженеров. — 2015. — № 1 (90) — С. 16—19.
2. Балабин И.В. Автомобильные и тракторные колёса и шины / И.В. Балабин, В.А. Путин, И.С. Чабунин. — МГТУ "МАМИ", 2012. — 920 с.
3. Балабин И.В. Шины и работа автомобиля / И.В. Балабин, А.А. Логунов, А.М. Ракляр. — М.: НИИавтопром, 1973. — 95 с.
4. Балакина Е.В. Определение взаимного расположения сил, реакций и зон трения в пятне контакта эластичного колеса с твёрдой поверхностью / Е.В. Балакина, Н.М. Зотов // Трение и износ. — 2015. — Т. 36, № 1. — С. 36—40.
5. Балакина Е.В. Расчёт геометрического положения и размеров зон трения покоя и скольжения в пятне контакта эластичного колеса с твёрдой опорной поверхностью / Е.В. Балакина // Трение и износ. — 2017. — Т. 38, № 2. — С. 136—143.
6. Балакина Е.В. Устойчивость движения колёсных машин / Е.В. Балакина, Н.М. Зотов. — Волгоград: РПК "Политехник". 2011. — 464 с.
7. Бидерман В.Л. Автомобильные шины (конструкция, расчёт, испытание, эксплуатация) / В.Л. Бидерман, Р.Л. Гуслицер, С.П. Захаров и др. / Под общ. ред. В.Л. Бидермана. — М.: Госхимиздат, 1963. — 384 с.
8. Бузунов Н.В. Совершенствование методов разработки бортовых информационно-управляющих систем колёсных и гусеничных машин / Н.В. Бузунов, Г.О. Котиев, А.В. Мирошниченко // Журнал автомобильных инженеров. — 2015. — № 4 (93) — С. 11—15.
9. Бухин Б.Л. Введение в механику пневматических шин. — М.: Химия, 1988. — 223 с.
10. ГОСТ 17697—72 Автомобили. Качение колеса. Термины и определения. — М.: Стандартинформ, 1973. — 23 с.
11. Кнороз В.И. Работа автомобильной шины / В.И. Кнороз, Е.В. Кленников, И.П. Петров и др. / Под ред. В.И. Кнороза. — М.: Транспорт, 1976. — 240 с.
12. Литвинов А.С. Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств: Учебник для втузов / А.С. Литвинов, Я.Е. Фаробин. — М.: Машиностроение, 1989. — 240 с.
13. Петрушов В.А. Автомобили и автопоезда: Новые технологии исследования сопротивлений качения и воздуха. — М.: ТОРУС ПРЕСС, 2008. — 352 с.
14. Петрушов В.А. Сопротивление качению автомобилей и автопоездов / В.А. Петрушов, С.А. Шуклин, В.В. Московкин. — М.: Машиностроение, 1975. — 224 с.
15. Селифонов В.В. Теория автомобиля: Учебное пособие. — М.: Гринлайт, 2009. — 208 с.
16. Тарасик В.П. Теория движения автомобиля: Учебник для вузов. — СПб.: БХВ-Петербург, 2006. — 478 с.
17. Туренко А.Н. Методы расчёта реализуемого коэффициента сцепления при качении колеса в тормозном режиме / А.Н. Туренко, С.И. Ломака, Л.А. Рыжих, Д.Н. Леонтьев // Автомобильный транспорт. — 2010. — № 27. — С. 7—12.
18. Федотов А.И. Динамический метод диагностики пневматического тормозного привода автомобилей: монография. — Иркутск: Изд-во ИрНИТУ, 2015. — 514 с.
19. Халезов В.П. Повышение информативности дорожного метода диагностики тормозных систем автотранспортных средств в условиях эксплуатации. — Дисс. ... канд. техн. наук. — Иркутск, 2015. — 233 с.
20. Pacejka H.B. Tire and Vehicle Dynamics. — Published by Elsevier Ltd, USA, 2012.
21. Reza N. Jazar. Vehicle Dynamics: Theory and Application. — Springer Science + Business Media, LLC, 2008, 1015 p.

УДК 629.3.027.54

РАДИОЧАСТОТНАЯ МЕТКА ДЛЯ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ШИН

Кандидаты техн. наук **БОГДАНОВ В.Н., ВИХЛЯНЦЕВ П.С., СЕРДЮКОВ Н.Н.; БЛУДОВ Д.А.**
АО "ЦентрИнформ" (n.serdiukov@center-inform.ru)

Предложена радиочастотная метка для маркировки пневматических шин. Представлены варианты конструкции метки и способы её закрепления на внутренней поверхности шины. Высокая эксплуатационная надёжность обеспечивается благодаря расположению микрочипа и антенны на удалении от поверхности шины, испытывающей разнонаправленные растягивающе-сжимающие воздействия в процессе эксплуатации. Применение предложенной радиочастотной метки позволит идентифицировать маркированные шины на расстоянии, в движении и в отсутствии визуального контакта.

Ключевые слова: *радиочастотная идентификация, радиочастотные метки, шины, маркировка, прослеживание.*

Bogdanov V.N., Vikhliantsev P.S., Serdyukov N.N., Bludov D.A.

RFID TAG FOR PNEUMATIC TYRES

RFID tag for pneumatic tyres is described. Tag design and tyre attachment methods are offered. High reliability is provided due to antenna and chip withdrawal out of tyre surface that is subject to squeezing and extending loads during entire lifecycle. Offered RFID tag enables tyre identification at longer distances, while moving and independent of visibility conditions.

Keywords: *radio frequency identification, RFID tags, tyres, tagging, track-and trace.*

В Российской Федерации готовится к внедрению единая система маркировки товаров средствами идентификации. Распоряжением Правительства РФ от 28 апреля 2018 г. № 792-р утвержден их перечень, подлежащих обязательной маркировке, в который включены, в частности, "Шины и покрышки пневматические резиновые новые" с кодом ТН ВЭД ЕАЭС: 4011 и кодами ОКПД 2: 22.11.11, 22.11.12, 22.11.13, 22.11.14, 22.11.15, 22.11.20. Поэтому разработка средств идентификации для маркировки и прослеживания оборота шин и покрышек приобрела чрезвычайную актуальность.

В системе прослеживания средство идентификации должно выполнять функцию информационного носителя сведений о маркированной шине. Наиболее распространены маркировки, заключающиеся в нанесении непосредственно на внешнюю поверхность шины либо алфавитно-цифровой информации (кодов), либо самоклеящейся этикетки со штриховым кодом. Однако такие маркировки не позволяют одновременно идентифицировать несколько шин, их невозможно считывать в движении, в темноте или в условиях загрязнённости, а в процессе эксплуатации они подвержены механическим повреждениям вплоть до полного разрушения.

Указанных недостатков лишена технология радиочастотной идентификации, основанная на маркировке объектов радиочастотными метками (*RFID*-метками) с записанными в них сведениями об объектах. Радиочастотные метки могут работать в нескольких частотных диапазонах в пределах от 125 кГц до 5,8 ГГц и представляют собой микрочип с антенной (инлеем). Они допускают возможность группового считывания или записи и считывания при отсутствии прямой видимости; содержат неизменяемый уникальный идентификатор (*TID — tag ID*), записываемый при изготовлении микрочипа и защищающий его от подделки; могут использоваться в логистических целях, для автоматизированного учёта и контроля продукции в системах прослеживания товаров от производителя до потребителя.

Активируясь радиосигналом, *RFID*-метки передают данные на считывающее устройство (ридер), которое осуществляет их приём и обработку. В зависимости от частотного диапазона, конструкции метки, а также мощности излучения и чувствительности ридера дальность считывания пассивной метки может составлять от 5—10 см до 15—20 м.

Микрочипы позволяют надёжно защитить память различными способами, в том числе с использованием криптографических средств защиты информации. К их числу можно отнести микрочипы стандарта *EPC Class1 Gen2*, обеспечивающие шифрование интерфейса по протоколу *AES-128*, например, микрочипы *UCODE DNA*, *UCODE DNA City*, *UCODE DNA Track* с объёмом пользовательской памяти 3 кбит, 1 кбит и 256 бит соответственно. Структура, форматы хранимых данных, протоколы обмена и области применения *RFID*-меток стандартизированы международными организациями (ISO, EPCglobal, ANSI).

Конструктивно *RFID*-метка достаточно проста: микрочип с антенной собраны на полимерной (полиэтиленовой, полипропиленовой, лавсановой и т.д.) подложке. Метка может крепиться к внутренней поверхности шины либо размещаться в резиновом слое шины и таким образом быть защищённой от неблагоприятных воздействий. Очевидно, что конструкция и способ закрепления *RFID*-метки должны обеспечивать её сохранность от повреждений и работоспособность в условиях значительных эксплуатационных нагрузок на поверхность пневматической шины.

Известны попытки повысить устойчивость *RFID*-меток путём придания антеннам синусоидальной или спиральной формы либо путём изготовления многослойных антенн, а также локальные меры усиления точки крепления микрочипа к антенне путём введения дополнительной жёсткой подложки или наплыва материала над местом крепления. Такие меры лишь частично повышают устойчивость метки, но не обеспечивают надёжной защиты в условиях эксплуатационных нагрузок.

В техническом решении по заявке на полезную модель № 2018103125 предложена радиочастотная метка, содержащая фиксатор, полностью вмещающий микрочип и антенну (рис. 1). Метка содержит две жёстко связанные химически инертные внешние обкладки *1*, гибкий высокоупругий хвостовик *2*, микрочип с антенной *3*, зону расположения микрочипа с антенной *4* и перфорационные отверстия *5*.

Внешние обкладки изготовлены из прочных тугоплавких или неплавких полимеров, например, из поликарбоната, поперечно сшитого полиэтилена или полипропилена, полиимида, полиуретана и др. Гибкий

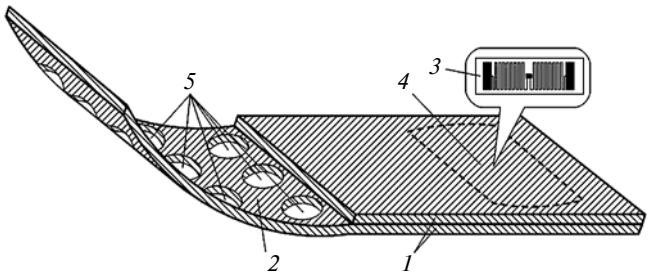

Рис. 1. RFID-метка с перфорированным невулканизуемым хвостовиком

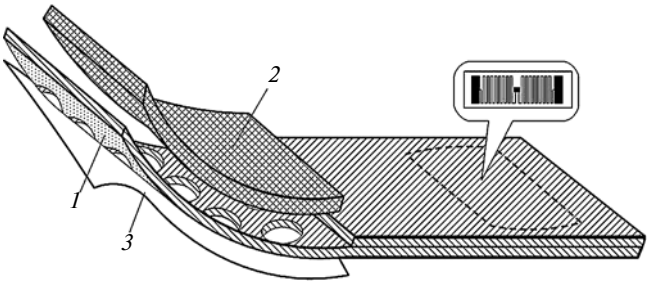

Рис. 2. RFID-метка с перфорированным невулканизуемым хвостовиком и дополнительной накладкой из вулканизуемого материала

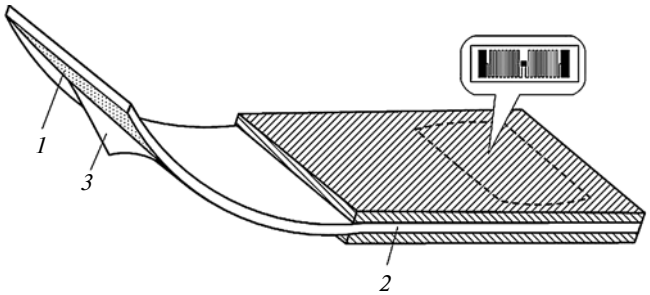

Рис. 3. RFID-метка с вулканизуемым хвостовиком

высокоупругий хвостовик расположен с одной торцевой стороны внешних обкладок и может быть продолжением либо одной из внешних обкладок либо обеих внешних обкладок. В целях защиты от ударных нагрузок микрочип с антенной свободно располагают в углублении между обкладками.

Такая конструкция позволяет просто и удобно предварительно фиксировать радиочастотную метку защемлением хвостовика между резиновыми полосами гермослоя в процессе сборки шины на этапе производства или подклеиванием хвостовика к внутренней поверхности сырой шины и окончательно закреплять метку при последующей вулканизации. Вулканизируемая масса, заполняя перфорационные отверстия, обеспечивает надёжное закрепление хвостовика радиочастотной метки к шине.

Другой вариант конструкции (рис. 2) используют для крепления невулканизуемого хвостовика к борту готовой шины. На хвостовик такой метки наносят клеевое покрытие *1*, дополнительную накладку из резиновой смеси *2* и защитную плёнку *3*. Надёжное крепление обеспечивается также вулканизацией поверхности шины с резиновой массой из дополнительной накладки сквозь перфорированные отверстия хвостовика.

Иногда внешние обкладки могут быть жёстко связаны через прокладку из вулканизуемого материала (рис. 3). Тогда хвостовик является продолжением этой прокладки *2*. Такой вулканизуемый хвостовик не перфорируют, а для облегчения монтажа метки на сырую шину на хвостовик наносят клеевое покрытие *1* со съёмной защитной плёнкой *3*.

Варианты крепления радиочастотных меток к шине показаны на рис. 4.

В конструкции первого варианта метки невулканизуемый хвостовик предварительно фиксируют защемлением между полосами сырой резины при сборке шины и окончательно закрепляют вулканизацией вместе с сырой шиной (рис. 4, *а*).

При втором варианте конструкции невулканизуемый хвостовик, предварительно фиксируют приклеиванием к поверхности борта сырой шины, для чего удаляют защитную пленку и прижимают хвостовик к поверхности сырой шины через дополнительную накладку до технологического схватывания сырого клеевого покрытия с сырой резиной. Затем невулканизуемый хвостовик окончательно закрепляют отверждением клея и вулканизацией накладки вместе с сырой шиной (рис. 4, *б*). Резиновые перемычки в перфорационных отверстиях, образующиеся в результате затекания в них резиновой смеси и её вулканизации, обеспечивают надёжное прикрепление невулканизуемого хвостовика к борту шины.

Наконец, при третьем варианте конструкции вулканизуемый хвостовик также предварительно приклеивают к поверхности сырой шины клеевым слоем после удаления защитной плёнки. Окончательное же неразъёмное соединение этого хвостовика с шиной обеспечивают их совместной вулканизацией (рис. 4, *в*). После вулканизации обкладки вместе с микрочипом и антенной отгибают в сторону от борта шины. Это выводит микрочип с антенной из зоны растягивающе-сжимающих эксплуатационных нагрузок, воздействующих на поверхность шины.

Габаритные размеры *RFID*-метки подбирают, исходя из размеров шины и антенны. Например, для автомобильных шин размеры метки могут варьировать-

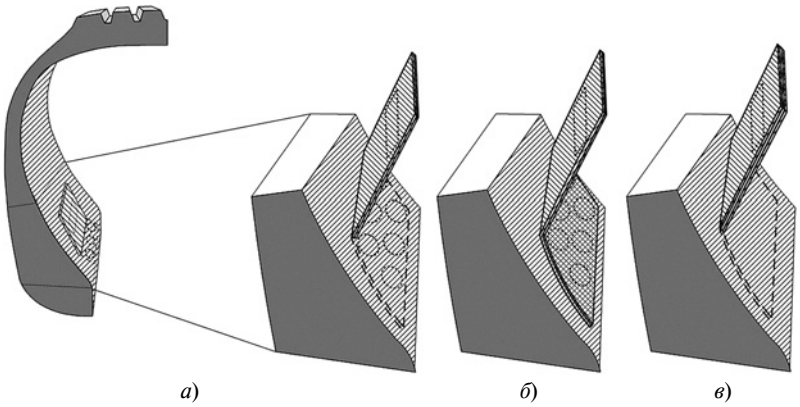

Рис. 4. Варианты закрепления RFID-метки к внутренней поверхности шины:
а — с невулканизуемым хвостовиком; *б* — с невулканизуемым хвостовиком и дополнительным слоем из вулканизируемого материала; *в* — с вулканизуемым хвостовиком

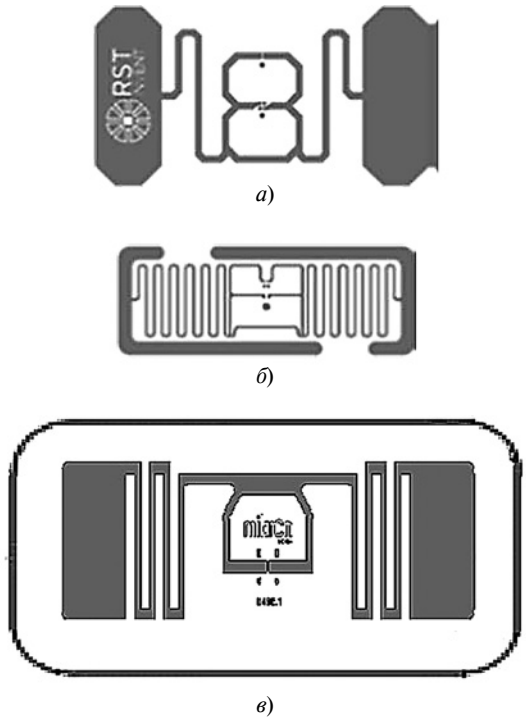

Рис. 5. Инлеи радиочастотных меток:
а — типа *TwinTag*; *б* — типа *TwinTag mini*; *в* — типа M1847

ся от 40 × 20 мм до 120 × 120 мм. В RFID-метках можно использовать микрочипы *UCODE* стандарта *EPC Class1 Gen2*, работающие на частотах 860—960 МГц. На рис. 5, *а* показан инлей типа TwinTag размером 54 × 31 мм, на рис. 5, *б* — инлей типа TwinTag mini размером 32 × 12 мм производства ООО "РСТ-Инвент" (Санкт-Петербург), а на рис. 5, *в* — инлей типа M1874 размером 74 × 18 мм производства ПАО "Микрон" (Зеленоград).

При необходимости на наружную поверхность одной из обкладок метки может быть нанесена вспомогательная информация, например, место, дата изготовления и индивидуальный учётный номер *RFID*-метки; товарный знак изготовителя радиочастотной метки и/или знак обслуживания уполномоченного учреждения-контролёра; кодированная идентификационная информация, дублирующая по меньшей мере часть записи в *RFID*-метке.

Уникальную идентификационную информацию в соответствии с требованиями учётной системы индивидуально записывают в память микрочипа каждой метки либо заблаговременно, либо уже после установки её на маркируемую шину. Считывание идентификационной информации может осуществляться как индивидуально с каждой отдельной *RFID*-метки, так и с нескольких меток одновременно.

ЭКСПЛУАТАЦИЯ. ТЕХНИЧЕСКИЙ СЕРВИС АТС

УДК 629.114

МОДЕРНИЗИРОВАННОЕ УСТРОЙСТВО ДЛЯ БОРТОВОГО ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ АВТОМОБИЛЯ

Кандидаты техн. наук **ГЕРАЩЕНКО В.В., КОВАЛЕНКО Н.А., ЩУР А.В.; ЗАЙЦЕВ А.И.**
Белорусско-Российский университет (+375222-23-04-26);
Высшая школа техносферной безопасности Санкт-Петербургского Политехнического университета Петра Великого (921.145-20-71)

Предложено модернизированное устройство для бортового диагностирования тормозной системы автомобиля, повышающее точность определения такого диагностического параметра, как время торможения. Позволяет повысить безопасность вождения путём предотвращения эксплуатации автомобилей с неисправной тормозной системой.

Ключевые слова: *автомобиль, бортовое диагностирование, тормозная система, датчик перемещения тормозной педали, датчик перемещения кузова, параллельный регистр, электронный суммирующий счётчик, автоколебательный мультивибратор, дифференцирующая цепь.*

Gerashchenko V.V., Kovalenko N.A., Schur A.V., Zaytsev A.I.

THE MODERNIZED DEVICE FOR DIAGNOSTICS OF BRAKE SYSTEM OF THE CAR

Upgraded the proposed device for diagnostics of brake system of the vehicle, increasing accuracy of determination of diagnostic parameter as the braking time. Allows to increase the driving safety by preventing the operation of vehicles with faulty brakes.

Keywords: *car, vehicle diagnostics, brake system, the displacement sensor brake pedal sensor, movement of the body, parallel register, electronic total counter, self-oscillating multivibrator, differentiating circuit.*

Отказы тормозной системы относятся к числу тех отказов автомобиля, которые приводят к наиболее тяжёлым по своим последствиям ДТП. Поэтому большинство водителей внимательно относятся к контролю состояния томозов при каждой поездке, оценивая, пусть и субъективно, ход педали и эффективность торможения. Находят применение на автомобильной технике и бортовые диагностические устройства, помогающие оценить те же показатели более объективно и точно.

В частности, известно устройство для бортового диагностирования тормозной системы автомобиля, выполненное в виде цифрового преобразователя [1], и содержащее датчик перемещения тормозной педали с импульсным щелевым преобразователем, первую дифференцирующую цепь, восьмиразрядный суммирующий электронный счётчик с восемью выходами, входом установки нуля и счётным входом, восемь све-

тоизлучающих диодов, каждый из которых соединён с одним из восьми выходов счётчика, резисторы, автоколебательный симметричный мультивибратор. Оно позволяет определять полное время торможения автомобиля, определяемое как промежуток времени между моментом нажатия на педаль и моментом окончания процесса торможения.

К сожалению, это устройство данный диагностический параметр измеряет недостаточно точно, так как момент окончания процесса торможения опять же определяется субъективно водителем, когда он отпускает педаль тормоза. В результате измерение времени торможения отличается погрешностью. Из-за недостаточной точности определения диагностического параметра, неисправности в тормозной системе обнаруживаются не полностью, и безопасность вождения снижается.

Для устранения этого недостатка авторами предлагается модернизация устройства. Дело в том, что в начале торможения автомобиля возникает сила инерции, под действием которой его кузов перемещается вверх относительно исходного состояния, а при окончании процесса торможения сила инерции становится равной нулю, и кузов автомобиля перемещается вниз в исходное положение. В модернизированном устройстве установлен датчик перемещения кузова автомобиля со вторым импульсным преобразователем для регистрации момента возвращения кузова в исходное положение в виде электрического импульса напряжения.

Датчик установлен на заднем мосту автомобиля, и выполнен в виде катушки индуктивности с магнитным сердечником и стержнем, одним своим концом установленным возле катушки индуктивности, а вторым — закреплённым на кузове автомобиля. Стержень перемещается при перемещении кузова автомобиля в процессе торможения из нижнего положения в верхнее от катушки индуктивности, а при окончании процесса торможения — в нижнее положение, до катушки индуктивности. Для записи и хранения цифрового кода, отображающего время торможения, в устройстве установлен восьмиразрядный параллельный регистр, каждый разряд которого состоит из логического элемента *И* с двумя входами и выходом, первым входом соединённого с одним из выходов электронного суммирующего счётчика, а вторым соединённого посредством шины записи с выходом второй дифференцирующей цепи датчика перемещения кузова, и асинхронного *RS*-триггера, содержащего два входа: вход установки нуля и счётный вход.

Устройство (рис. 1) содержит датчик *5* перемещения тормозной педали *4* с первым импульсным преобразователем *2*, выполненным щелевым на кронштейне *3* возле тормозной педали *4* с обеспечением возможности перемещения педали

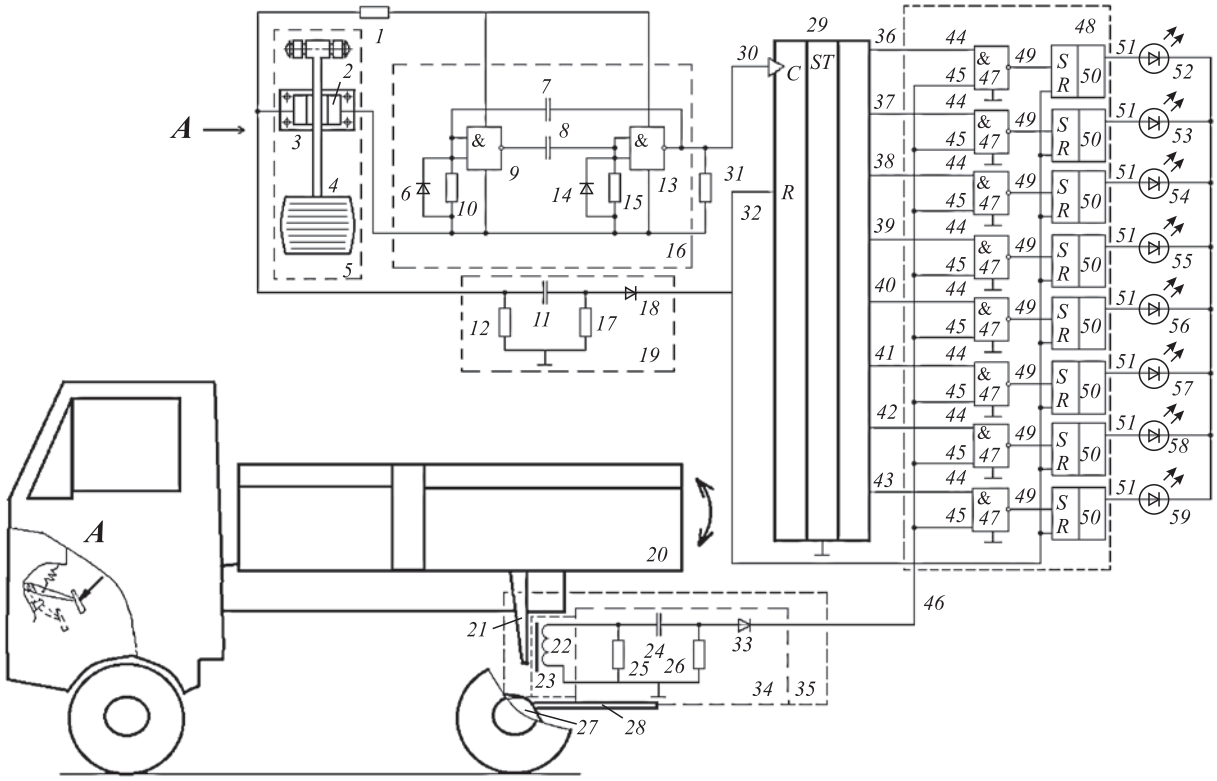

Рис. 1. Схема устройства для бортового диагностирования тормозной системы автомобиля:

1, *10*, *12*, *15*, *17*, *25*, *26*, *31* — резисторы; *2* — первый импульсный преобразователь; *3*, *28* — кронштейн; *4* — тормозная педаль; *5* — датчик перемещения тормозной педали; *6*, *14*, *18*, *33* — импульсные диоды; *7*, *8*, *11*, *24* — конденсаторы; *9*, *13* — логические элементы И-НЕ; *16* — автоколебательный симметричный мультивибратор; *19* — первая дифференцирующая цепь с отсекающим диодом; *20* — кузов; *21* — стержень; *22* — катушка индуктивности с магнитным сердечником; *23* — второй импульсный преобразователь; *27* — задний мост; *29* — электронный суммирующий счётчик; *30* — счётный вход счётчика; *32* — вход установки "нуля" счётчика; *34* — вторая дифференцирующая цепь; *35* — датчик перемещения кузова автомобиля; *36*, *37*, *38*, *39*, *40*, *41*, *42*, *43* — выходы электронного суммирующего счётчика; *44* — первые входы логических элементов И; *45* — вторые входы логических элементов И; *46* — шина записи; *47* — логические элементы И; *48* — параллельный регистр; *49* — выходы логических элементов И; *50* — триггеры параллельного регистра; *51* — выходы параллельного регистра; *52*, *53*, *54*, *55*, *56*, *57*, *58*, *59* — светоизлучающие диоды

Рис. 2. Напряжение на выходе преобразователя импульсного щелевого датчика перемещения педали

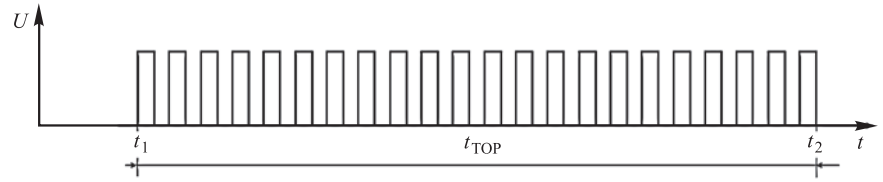

Рис. 3. Прямоугольные импульсы напряжения на выходе автоколебательного мультивибратора

Рис. 4. Положительный импульс напряжения на выходе первой дифференцирующей цепи с отсекающим диодом

Рис. 5. Импульсы напряжения на выходе второй дифференцирующей цепи при перемещении кузова в процессе торможения автомобиля

в щели преобразователя, восьмиразрядный электронный суммирующий счётчик *29* с восемью выходами *36*, *37*, *38*, *39*, *40*, *41*, *42*, *43*, входом *32* установки нуля и счётным входом *30*, первую дифференцирующую цепь *19*, выполненную на двух резисторах *12*, *17*, конденсаторе *11* и отсекающем диоде *18*, входом соединённую с выходом первого импульсного преобразователя *2*, восемь светоизлучающих диодов *52*, *53*, *54*, *55*, *56*, *57*, *58*, *59*, мультивибратор *16*, выполненный автоколебательным симметричным на двух логических элементах *9* и *13*, двух конденсаторах *7*, *8*, двух резисторах *10*, *15* и двух диодах *6*, *14*, входом соединённый посредством резистора *1* с выходом первого импульсного преобразователя *2*, а выходом — посредством резистора *31* со счётным входом *30* электронного суммирующего счётчика *29*, датчик *35* перемещения кузова *20* со вторым импульсным преобразователем *23*, установленным на кронштейне *28* на заднем мосту *27* автомобиля и выполненным в виде катушки *22* индуктивности с магнитным сердечником и стержнем *21*, одним своим концом установленным возле катушки *22* индуктивности, а вторым — закреплённым на кузове *20* автомобиля с обеспечением возможности перемещения стержня при перемещении кузова автомобиля в процессе торможения из нижнего положения в верхнее от катушки индуктивности *22*, а при окончании процесса торможения обеспечением возможности перемещения стержня из верхнего положения в нижнее до катушки индуктивности, вторую дифференцирующую цепь *34*, выполненную на двух резисторах *25*, *26*, конденсаторе *24* и отсекающем диоде *33*, входом соединённую с выходом второго импульсного преобразователя *23*, восьмиразрядный параллельный регистр *48*, каждый разряд которого состоит из логического элемента *И 47* с двумя входами *44*, *45* и выходом *49*, первым входом *44* соединённого с одним из выходов электронного суммирующего счётчика *29*, а вторым входом *45* соединённого посредством шины *46* записи с выходом второй дифференцирующей цепи *34* датчика *35* перемещения кузова *20*, и асинхронного *RS*-триггера *50*, содержащего два входа: *R*, являющийся входом установки нуля, и *S*, являющийся счётным входом, и выход *51*. При этом вход *S* каждого триггера *50* регистра *48* соединён с выходом *49* логического элемента *И 47*, вход *R* установки нуля каждого триггера *50* регистра *48* и вход *32* установки нуля электронного суммирующего счётчика *29* соединены параллельно с выходом первой дифференцирующей цепи *19*, а каждый из восьми светоизлучающих диодов *52*, *53*, *54*, *55*, *56*, *57*, *58*, *59* соединён с одним из восьми выходов *51* регистра *48*.

Устройство работает следующим образом.

При нажатии на тормозную педаль *4* на выходе преобразователя *2* импульсного щелевого датчика *5* перемещения педали формируется напряжение постоянного уровня (рис. 2), прикладываемое посредством резистора *1* к автоколебательному мультивибратору *16*. На выходе автоколебательного мультивибратора *16* появляются прямоугольные импульсы напряжения (рис. 3). Происходит это следующим образом.

Пусть логический элемент *9* (см. рис. 1) закрыт, тогда второй логический элемент *13* открыт. Это означает, что на выходе логического элемента *9* имеется высокий уровень напряжения (логическая единица) и конденсатор *8* заряжается через резистор *15*. Когда напряжение на резисторе *15* достигнет порогового значения, логический элемент *13* начнёт закрываться. Увеличение напряжения на выходе логического элемента *13* через конденсатор *7* будет передано на вход логического элемента *9* и вызовет его отпирание. Из-за этого произойдет снижение напряжения на выходе логического элемента *9*, ко-

торое через конденсатор *8* будет передано на вход логического элемента *13* и приведёт к дальнейшему уменьшению протекающего через него тока.

Благодаря наличию этой положительной обратной связи с выхода одного логического элемента на вход другого, логический элемент *9* окажется открытым, а логический элемент *13* — закрытым. В результате этого начнётся зарядка конденсатора *7* через резистор *10*, и в результате протекающих процессов разрядки и зарядки соответствующих конденсаторов окажется логический элемент *9* закрыт, а логический элемент *13* опять открыт. Таким образом, на выходе логического элемента *13* формируется прямоугольный импульс напряжения.

Далее таким же образом формируется второй и последующие импульсы. На выходе логического элемента *13* появляется последовательность прямоугольных импульсов. Период этих импульсов определяется произведением $1{,}4RC$, где R — сопротивление каждого из резисторов автоколебательного симметричного мультивибратора; C — ёмкость каждого из конденсаторов автоколебательного симметричного мультивибратора. Величина этого произведения определяет точность цифрового преобразования времени торможения и может быть равна, например, 0,1 с, что означает за время торможения, равное, например, за 5 секунд на счётчик *29* поступит *50* импульсов, и на выходе счётчика в этом случае будет код, равный 00110010.

Одновременно, при нажатии на педаль *4* водителем на входе первой дифференцирующей цепи *19* с отсекающим диодом *18* появляется напряжение от первого импульсного щелевого преобразователя *2*, оно дифференцируется и на выходе цепи *19* появляется положительный импульс напряжения (рис. 4), который параллельно подаётся на вход *32* установки нуля электронного суммирующего счётчика и входы *R* установки нуля триггеров *50* параллельного регистра *48*. Электронный суммирующий счётчик обнуляется и может осуществлять преобразование импульсов в цифровой код, которые поступят на счётный вход *30* счётчика. Также обнуляются все триггеры *50* регистра *48*, после чего во все триггеры регистра можно записывать код.

Далее происходит подсчёт счётчиком импульсов, поступающих от автоколебательного симметричного мультивибратора на счётный вход *30* счётчика и преобразование его в цифровой код. Как уже отмечалось, в процессе торможения возникает сила инерции, под действием которой кузов автомобиля со стержнем *21* перемещается из нижнего положения в верхнее от катушки индуктивности *22*, а при окончании процесса торможения кузов автомобиля со стержнем снова перемещается в исходное положение из верхнего положения в нижнее до катушки индуктивности.

При этом при перемещении кузова в верхнее положение на выходе второй дифференцирующей цепи *34* формируется отрицательный импульс напряжения (рис. 5), который не пропускается отсекающим диодом на шину *46* записи регистра *48*, а в конце процесса торможения при опускании кузова и стержня в исходное до торможения нижнее положение возле катушки *22* индуктивности, на выходе второй дифференцирующей цепи *34* формируется положительный импульс напряжения (рис. 5), который поступает посредством шины записи на входы *45* логического элемента *И 47* и на выходе регистра формируется код, с помощью которого отображается время торможения автомобиля. Он запоминается и высвечивается с помощью светоизлучающих диодов *52*, *53*, *54*, *55*, *56*, *57*, *58*, *59*. После записи кода в регистр водитель может отпустить тормозную педаль.

Формирование кода с помощью параллельного регистра происходит следующим образом. Покажем это на примере упомянутого выше кода, равного 00110010, поэтому на первых входах *44* двух первых логических элементов *И 47* регистра имеются нули. Поэтому при подаче посредством шины записи импульса напряжения от второй дифференцирующей цепи на вторые входы *45* на выходе двух первых логических элементов *И 47* имеются нули. Вследствие этого на обоих входах первых двух триггеров *50* имеются нули, а при подаче на оба входа асинхронного *RS*-триггера нулей на выходе его имеется ноль. Таким образом, в первые два триггера *50* регистра *48* записаны первый и второй нули полученного на выходе электронного суммирующего счётчика *29*.

Приведём теперь пример записи третьей единицы полученного кода, в этом случае на первом входе *44* третьего логического элемента *И 47* регистра *48* имеется единица. Поэтому при подаче посредством шины записи импульса напряжения от второй дифференцирующей цепи *34* на второй вход *45* на выходе логического элемента *И 47* имеется единица. Вследствие этого на первом входе *S* третьего триггера *50* имеется единица, а на втором входе *R* асинхронного *RS*-триггера имеется ноль, а при подаче на вход *S* единицы, а на вход *R* нуля асинхронного *RS*-триггера на его выходе устанавливается единица. Таким образом, в третий триггер *50* регистра *48* записана единица полученного на выходе электронного суммирующего счётчика *29* кода.

На выходе параллельного регистра *48* появляется время торможения автомобиля в виде цифрового кода, от момента нажатия тормозной педали до окончания процесса торможения. При сравнении этого времени торможения с нормативным временем торможения для данных условий движения принимается решение о техническом состоянии тормозной системы автомобиля. Если время торможения автомобиля превышает нормативное время торможения, принимается решение о наличии неисправности.

Таким образом, рассмотренное устройство диагностирования тормозной системы АТС позволяет полностью устранить главный недостаток аналогов — невысокую точность. Что в свою очередь даёт водителю возможность принять решение о постановке автомобиля на ремонт и тем самым повысить безопасность, а также снизить расходы на стендовую диагностику.

Литература

1. Патент 2626421 C2 РФ, МПК 51 B 60T 17/22 (2006.01). Устройство бортового диагностирования тормозной системы транспортного средства / Фридкин В.М., Коваленко Н.А., Геращенко В.В., Башаримова В.Н. — № 2015151487; заявл. 02.12.2015; опубл. 27.07.2017, Бюл. № 16. — 11 с.

УДК 629.3.02

СЦЕПНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ШИПОВАННЫХ ШИН С УВОДОМ

Д-ра техн. наук **ИВАНОВ А.М., БОРИСЕВИЧ В.Б.;**
кандидаты техн. наук **КРИСТАЛЬНЫЙ С.Р., ПОПОВ Н.В.; ФОМИЧЕВ В.А.**
МАДИ (495.768-20-87)

Предлагается методика определения характеристик шипованной шины с помощью дорожного метода на легковом автомобиле. Приведены определённые экспериментально φ — S диаграммы с уводом шипованных и нешипованных шин на льду.

Ключевые слова: *шипованные шины, φ — S диаграммы, полигонные испытания, ЭКУ, АБС.*

Ivanov A.M., Borisevich V.B., Kristalniy S.R., Popov N.V., Fomitchev V.A.

THE FRICTION CHARACTERISTICS FOR A STUDDED TIRES WITH THE LATERAL SKID

The article proposes a method for determining the characteristics of a studded tire using a road method on a passenger car. Experimental φ — S diagrams of studded (for the first time) and non-studded tires on ice are given.

Keywords: *studded tires, φ — S diagrams, field test, ESP, ABS.*

Сцепные характеристики шин, как известно, описываются φ — *S* диаграммами, т.е. зависимостями коэффициента сцепления шины с опорной поверхностью (φ) от относительного скольжения колеса (*S*) для различных дорожных условий. Диаграммы очень важны при создании алгоритмов функционирования антиблокировочных систем торможения и электронных систем контроля устойчивости (ЭКУ, ESP), так как позволяют более полно использовать сцепные свойства шин при управлении автомобилем.

Для шипованных и нешипованных шин в продольном направлении φ — *S* диаграммы имеют значительные отличия, установленные в работах [1—3]. Там же приведены экспериментальные данные о возможном снижении эффектности действия АБС при ошиповке шины и установлена взаимосвязь этого факта с особой формой φ — *S* диаграммы шипованной шины.

Учитывая, что система ЭКУ использует те же тормозные механизмы, что и АБС, по тому же принципу затормаживает колеса и поддерживает их скольжение, логично предположить зависимость эффективности действия системы ЭКУ от формы φ — *S* диаграммы [4]. Для анализа этого факта необходимо знать φ — *S* диаграмму не только в продольном, но и поперечном направлении, т.е. при уводе эластичного колеса.

В настоящее время в открытых источниках нет упоминаний о φ — *S* диаграммах на льду для шипованных шин с уводом. Для нешипованных шин диаграммы определялись с помощью стендового метода [5, 6]. Однако на существующих стендах невозможно испытать шипованную шину из-за того, что шипы противоскольжения создают ледяную крошку на поверхности ледяного барабана [5]. Таким образом, необходима специальная методика определения φ — *S* диаграмм с уводом для шипованной и нешипованной шины на льду с помощью дорожного метода. И такая методика в рамках выполнения государственного задания Минобрнауки России авторами разработана.

Требования к разрабатываемой методике были сформулированы следующие: возможность определения необходимых параметров для построения φ — *S* диаграмм в продольном и поперечном направлениях с уводом; в испытаниях должно быть использовано дорожное покрытие, позволяющее испытывать шипованные шины; испытания должны быть воспроизводимыми и обладать приемлемой повторяемостью результатов; индивидуальные особенности испытателя не должны оказывать существенного влияния на результаты испытаний.

В процессе работы системы ЭКУ торможение отдельных колес происходит во время движения автомобиля. Необходимое условие изучения характера взаимодействия пневматической шины с опорной поверхностью — построение суммарной φ — *S* диаграммы, которая является геометрической суммой коэффициентов сцепления в продольном φ_x и поперечном направлениях φ_y (рис. 1).

Для определения φ — *S* диаграмм в продольном и поперечном направлениях предлагаются следующие виды испытаний: "торможение одним задним коле-

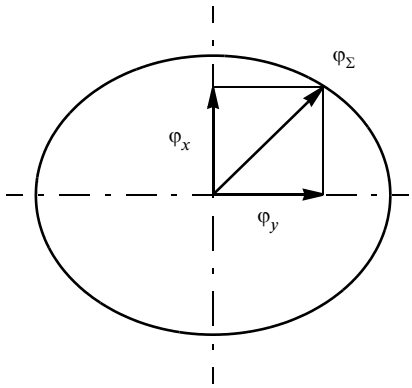

Рис. 1. Эллипс сцепления

сом" (испытание № 1) и "торможение задней осью в повороте" (испытание № 2). Проводить те и другие предлагается на льду.

"Торможение одним задним колесом" предназначено для определения коэффициента сцепления в продольном направлении (φ_x). Ввиду того, что на управляемую ось сильно влияют углы установки колёс, все расчёты проводятся относительно задней оси автомобиля. Суть методики заключается в измерении параметра продольного ускорения кузова автомобиля над задней осью (j_x) во всём диапазоне продольных и поперечных скольжений (S_x, S_y).

Выполняется испытание № 1 следующим образом. Автомобиль движется с начальной скоростью 30 ± 2 км/ч. Производится торможение с различным усилием воздействия на орган управления рабочей тормозной системы, необходимым для получения всего спектра продольных и поперечных скольжений (S_x, S_y). Торможение — до полной остановки. При необходимости допускается отключение усилителя тормозного привода. Испытание представляет собой серию из 40 торможений, выполненных в прямом и обратном направлении. Торможение производится тормозным механизмом правого заднего или левого заднего колёс на автомобиле с шипованными и нешипованными шинами. Измеряют и регистрируют при этом испытании следующие параметры: зависимость скорости движения кузова автомобиля над задней осью от времени V_a; зависимость окружной скорости заднего правого $V_{ЗП}$ и заднего левого $V_{ЗЛ}$ колёс от времени; зависимость скорости рыскания автомобиля от времени ω_z; усилие воздействия на орган управления рабочей тормозной системой $P_т$; зависимость продольного j_x и поперечного j_y ускорений задней оси автомобиля от времени; GPS/ГЛОНАСС координаты кузова над центром задней оси автомобиля.

"Торможение задней осью в повороте" предназначено для определения коэффициента сцепления в поперечном направлении (φ_y). В основе маневра лежит измерение параметра поперечного ускорения кузова автомобиля над задней осью (j_y) во всём диапазоне продольных и поперечных скольжений (S_x, S_y).

Выполняется испытание № 2 следующим образом. Автомобиль движется в повороте со средним радиусом 30 метров со скоростью 30 ± 10 км/ч. Торможение производится с различным усилием воздействия на орган управления рабочей тормозной системы, необходимым для получения всего спектра продольных и поперечных скольжений (S_x, S_y). В процессе испытания допускается поддержание скорости автомобиля путём одновременного воздействия на орган управления рабочей тормозной системой и педаль акселератора. Допускается в течение одного заезда выполнять несколько таких циклов торможения. При необходимости допускается отключение усилителя тормозного привода. В процессе проведения испытания возможно воздействие на рулевое колесо автомобиля для поддержания необходимого направления движения. Испытание представляет собой серию из 40 заездов, выполненных в прямом и обратном направлении, для шипованной и нешипованной шины. Измеряют и регистрируют в этом случае те же параметры, что и при испытании № 1.

По данным, полученным при испытании № 1, строятся графики изменения j_x, j_y, V_a, δ, $V_{ЗП}$, $V_{ЗЛ}$ от времени t, а также определяется скольжение (S_x, S_y) затормаживаемого колеса с помощью формул 1 и 2 (в таблице), описанных в работе [6]. Коэффициент сцепления (φ_x) определяется как отношение продольной тормозной силы (R_x), реализуемой в пятне контакта затормаживаемого колеса, к динамической вертикальной нагрузке на внутреннее (при повороте) колесо задней оси (формула 3).

Тормозная сила рассчитывается на основании замедления автомобиля с учётом величины сопротивления качению незаторможенной оси, которая составляет 0,015 динамической нагрузки на ведущую ось и 0,01 на неведущую (в соответствии с Правилами ЕЭК ООН № 13). Таким образом, в случае переднеприводного автомобиля она вычисляется по формуле 4, в случае заднеприводного — по формуле 5, а для полноприводного автомобиля — по формуле 6.

Динамическая вертикальная нагрузка на затормаживаемую ось или колесо рассчитывается исходя из догружения или разгружения в процессе торможения задней оси или заднего колеса. Динамическая вертикальная нагрузка на переднюю ось — по формуле 7, на заднюю ось — по формуле 8, на наружное при повороте колесо задней оси — по формуле 9, а на внутреннее — по формуле 10.

В интервале торможения анализируются участки, где S_x, S_y не изменяются (допуск ±1 %) на интервале не менее 0,3 с.

В результате образуется массив данных коэффициента сцепления в продольном направлении (φ_x) и относительных скольжений в продольном и поперечном направлениях (S_x, S_y). По полученным данным строятся поверхности $\varphi_x(S_x, S_y)$.

По данным, полученным при испытании № 2 строятся графики изменения j_x, j_y, V_a, δ, $V_{ЗП}$, $V_{ЗЛ}$, от времени t, затем по формулам 1, 2 рассчитываются значения скольжения колёс в продольном и поперечном направлениях S_x, S_y и строятся таблицы.

Коэффициент сцепления в поперечном направлении (φ_y) определяется как отношение боковой силы, реализуемой в пятне контакта задних колёс, к динамической вертикальной нагрузке на заднюю ось ($R_{z2дин}$), т.е. по формуле 11. Боковая сила (R_{y2}) рассчитывается на основании бокового ускорения автомобиля над задней осью по формуле 12.

Динамическая вертикальная нагрузка на заднюю затормаживаемую ось рассчитывается исходя из разгружения её в процессе торможения по формуле (8). В интервале торможения автомобиля анализируются участки, где S_x, S_y не изменяются (допускается различие ±1 %) на интервале не менее 0,3 с.

В результате образуется массив данных коэффициента сцепления в продольном направлении (φ_y) и от-

носительных скольжений в продольном и поперечном направлениях (S_x, S_y). По полученным данным строятся поверхности $\varphi_y(S_x, S_y)$.

Имея $\varphi - S$ диаграммы в продольном и поперечном направлении можно построить суммарную $\varphi - S$ диаграмму шипованной и нешипованной шины. Зависимость (φ_x, φ_y) от скольжения колеса в продольном (S_x) и поперечном (S_y) направлениях рассчитывается по формуле 13.

Экспериментальное исследование по разработанной методике было проведено на автомобиле марки "Ниссан Х-трейл -III". На объект испытаний поочерёдно устанавливались два комплекта зимних шин: шипованные и нешипованные шины фирмы "Йокогама" модели "*IceGUARD Stud iG55*" размерности 225/55R18. (Авторы выражают благодарность компании "Йокагама Россия LLC" за предоставление для испытаний шины.)

Ледовая площадка была подготовлена на участке для оценки тормозных свойств и управляемости автомобилей Центра испытаний НАМИ. Стабильность и повторяемость результатов обеспечивалась тщательным контролем за температурой и состоянием льда. Для отключения тормозных механизмов автомобиля

№	Формула	Примечания
1	$S_x = \dfrac{V_a \cos\delta - \omega r_{кс}}{V_a}$	δ — угол увода, рад.; V_a — модуль вектора скорости автомобиля относительно опорной поверхности, м/с; ω — угловая скорость затормаживаемого колеса, радианы в секунду; $r_{кс}$ — радиус качения колеса в свободном режиме, м
2	$S_y = \sin\delta$	
3	$\varphi_x = \dfrac{R_x}{R_{z2дин.внутр}}$	—
4	$R_x = j_x m_a - 0{,}015 R_{z1дин} - 0{,}01 R_{z2дин.нар}$	j_x — продольное ускорение кузова над задней осью автомобиля, м/с^2; m_a — масса автомобиля, кг; $R_{z1дин}$ — динамическая вертикальная нагрузка на переднюю ось, Н; $R_{z2дин.нар}$ — динамическая вертикальная нагрузка на наружное (при повороте) колесо задней оси, Н; m_a — масса автомобиля, кг; g — ускорение свободного падения, м/с^2
5	$R_x = j_x m_a - 0{,}01 R_{z1дин} - 0{,}015 R_{z2дин.нар}$	
6	$R_x = j_x m_a - 0{,}015 m_a g$	
7	$R_{z1дин} = \dfrac{m_a g\left(\dfrac{R_{z1стат}}{R_{z1стат} + R_{z2стат}} L + \dfrac{h_g j_x}{g}\right)}{L}$	h_g — высота центра масс автомобиля, м; L — база автомобиля, м; B — колея задней оси автомобиля, м; g — ускорение свободного падения, м/с^2; j_x — продольное ускорение кузова над задней осью автомобиля, м/с^2; j_y — поперечное ускорение кузова над задней осью автомобиля, м/с^2; m_a — масса автомобиля, кг; $R_{z1стат}$ — статическая вертикальная нагрузка на переднюю ось, Н; $R_{z2стат}$ — статическая вертикальная нагрузка на заднюю ось, Н; $R_{z2стат.нар}$ — статическая вертикальная нагрузка на наружное (при повороте) колесо задней оси, Н; $R_{z2стат.внутр}$ — статическая вертикальная нагрузка на внутреннее (при повороте) колесо задней оси, Н; $R_{z1дин}$ — динамическая вертикальная нагрузка на переднюю ось, Н; $R_{z2дин}$ — динамическая вертикальная нагрузка на заднюю ось, Н; $R_{z2дин.нар}$ — динамическая вертикальная нагрузка на наружное (при повороте) колесо задней оси, Н; $R_{z2дин.внутр}$ — динамическая вертикальная нагрузка на внутреннее (при повороте) колесо задней оси, Н
8	$R_{z2дин} = \dfrac{m_a g\left(\dfrac{R_{z2стат}}{R_{z1стат} + R_{z2стат}} L - \dfrac{h_g j_x}{g}\right)}{L}$	
9	$R_{z2дин.нар} = \dfrac{R_{z2дин}\left(\dfrac{R_{z2стат.нар}}{R_{z1стат.внутр} + R_{z2стат.нар}} B + \dfrac{h_g j_y}{g}\right)}{B}$	
10	$R_{z2дин.внутр} = \dfrac{R_{z2дин}\left(\dfrac{R_{z2стат.внутр}}{R_{z1стат.внутр} + R_{z2стат.нар}} B + \dfrac{h_g j_y}{g}\right)}{B}$	
11	$\varphi_y = \dfrac{R_{y2}}{R_{z2дин}}$	—
12	$R_y = j_{y2} m_{a2}$	j_{y2} — поперечное ускорение кузова над центром задней оси автомобиля, м/с^2; m_{a2} — масса автомобиля, приходящаяся на заднюю ось, кг
13	$\varphi_\Sigma(S_x, S_y) = \sqrt{\varphi_x^2(S_x, S_y) + \varphi_y^2(S_x, S_y)}$	φ_x — коэффициент сцепления в продольном направлении; φ_y — коэффициент сцепления в поперечном направлении; S_x — продольное скольжение колеса, %; S_y — поперечное скольжение колеса, %

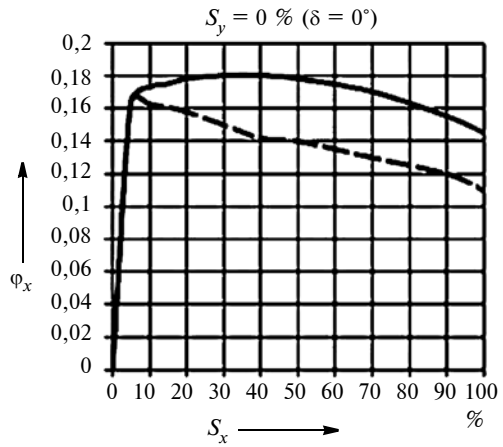

Рис. 2. Зависимости $\varphi_x(S_x, S_y)$ для зимних шипованных (сплошная) и нешипованных (пунктир) шин на льду в продольном направлении без увода

при проведении испытаний применялись специальные зажимы, позволяющие пережимать тормозные шланги. Отключение ЭКУ производилось путём демонтажа плавких электрических предохранителей.

На объект испытаний была установлена следующая измерительная и регистрирующая аппаратура: выносные датчики частоты вращения колёс для определения их окружной скорости; датчик усилия нажатия на тормозную педаль; датчик ускорений и угловых скоростей; динамометрическое измерительное рулевое колесо (не применялось в некоторых маневрах, где требовался монтаж рулевого робота); GPS антенны. Также использовалась система считывания параметров движения автомобиля при помощи бортовой коммуникационной шины передачи данных CAN [7].

По результатам заездов "торможение одним колесом" и "торможение задней осью в повороте" были построены φ — S диаграммы для зимних шипованных и нешипованных шин. Характер φ — S диаграммы для шипованных и нешипованных шин без увода (рис. 2) аналогичен диаграммам, которые получали исследователи в своих работах [3, 5, 6]. Это доказывает работоспособность данного метода. Вид φ — S диаграммы для нешипованных шин с уводом (рис. 3, 4) также соответствует диаграммам, которые получал на стенде А.Б. Дик [6].

Для наглядности данные зависимости можно также представить в виде трёхмерных поверхностей (рис. 5—8).

Анализ построенных поверхностей (рис. 5 и 6) показывает, что максимум поверхности $\varphi_x(S_x, S_y)$ при ошиповке шины смещается в сторону больших скольжений в продольном направлении S_x. При росте скольжений в поперечном направлении S_y поверхность $\varphi_x(S_x, S_y)$ для шипованной шины падает с меньшей интенсивностью, чем поверхность $\varphi_x(S_x, S_y)$ для нешипованной шины. Абсолютный максимум поверхности при ошиповке шины вырос со значения 0,165 до 0,180. Анализ построенных поверхностей (рис. 7 и 8) показывает, что поверхность $\varphi_y(S_x, S_y)$ для шипованной шины не имеет столь ярко выраженного максимума по сравнению с максимумом $\varphi_y(S_x, S_y)$ для нешипован-

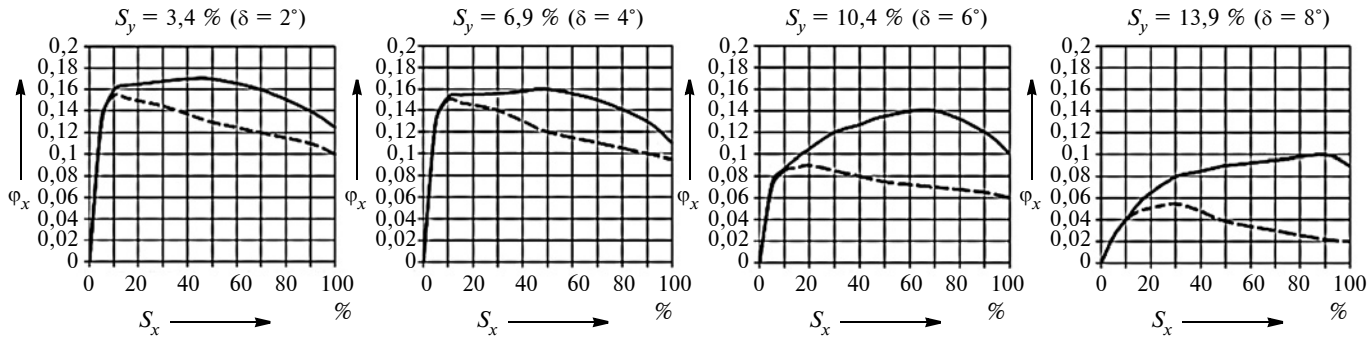

Рис. 3. Зависимости $\varphi_x(S_x, S_y)$ и $\varphi_y(S_x, S_y)$ для зимних шипованных и нешипованных шин на льду в продольном направлении с уводом

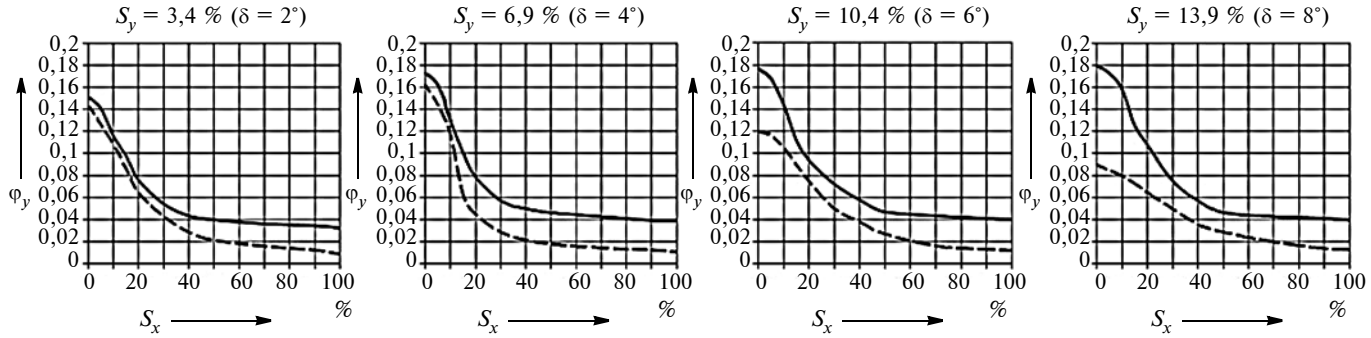

Рис. 4. Зависимости $\varphi_x(S_x, S_y)$ и $\varphi_y(S_x, S_y)$ для зимних шипованных и нешипованных шин на льду в поперечном направлении с уводом

ной. Абсолютный максимум поверхности при ошиповке шины вырос со значения 0,162 до 0,18 и продолжал расти при увеличении скольжения в поперечном направлении S_y.

Путём векторного сложения зависимостей $\varphi_x(S_x, S_y)$ и $\varphi_y(S_x, S_y)$ можно получить зависимость $\varphi_\Sigma(S_x, S_y)$, которая описывает суммарное сцепление шины с опорной поверхностью (рис. 9—10).

Анализ построенных диаграмм показывает, что абсолютный максимум коэффициента сцепления шипованной шины относительно нешипованной вырос не-

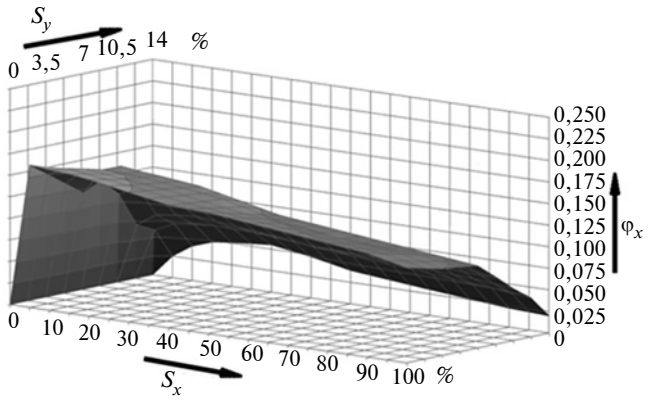

Рис. 5. Поверхность $\varphi_x(S_x, S_y)$ для зимних нешипованных шин

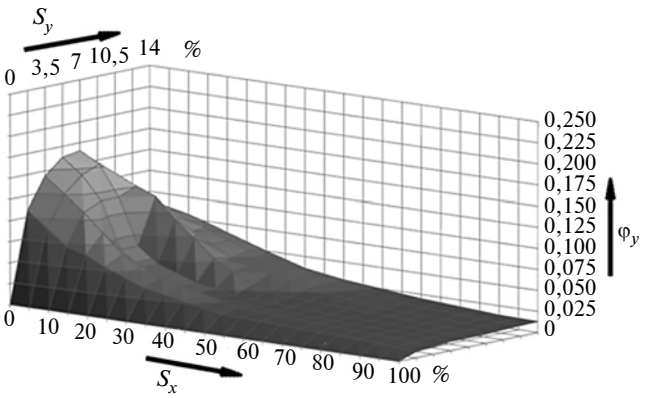

Рис. 6. Поверхность $\varphi_y(S_x, S_y)$ для зимних нешипованных шин

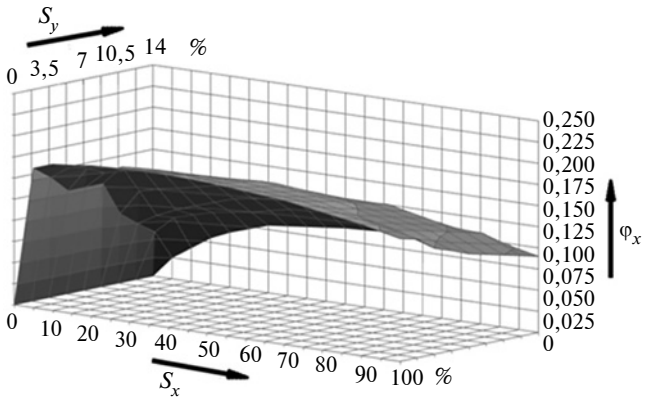

Рис. 7. Поверхность $\varphi_x(S_x, S_y)$ для зимних шипованных шин

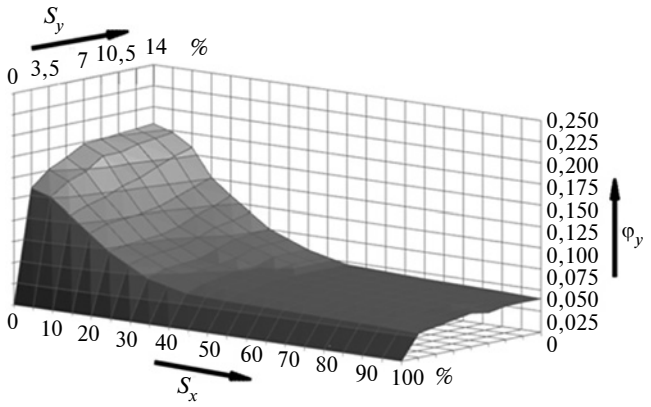

Рис. 8. Поверхность $\varphi_y(S_x, S_y)$ для зимних шипованных шин

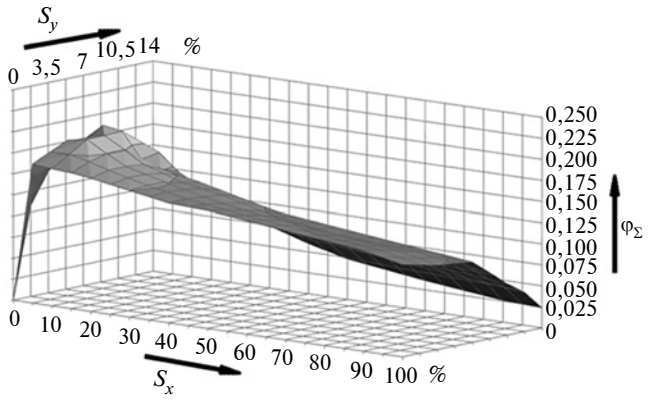

Рис. 9. Поверхности $\varphi_\Sigma(S_x, S_y)$ на льду для зимней нешипованной шины

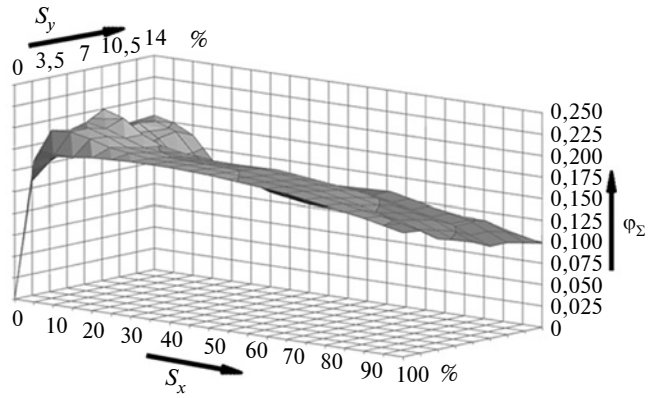

Рис. 10. Поверхности $\varphi_\Sigma(S_x, S_y)$ на льду для зимней шипованной шины

значительно со значения 0,19 до значения 0,21. Однако, при росте скольжений, как в продольном, так и в поперечном направлении, поверхность диаграммы шипованной шины не имеет столь резкого падения, чем у нешипованной шины. Это объясняется тем, что шип противоскольжения работает только при достижении скольжения колеса более 5 %, как в продольном, так и в поперечном направлениях. Это создает более благоприятные условия для работы системы ЭКУ.

ЛИТЕРАТУРА

1. Шинный тестер для исследования характеристик шипованных шин / С.Р. Кристальный, В.Н. Задворнов, Н.В. Попов, В.А. Фомичёв, А.А. Шляхтин // Вестник Московского автомобильно-дорожного технического университета (МАДИ). — 2013. — № 3. — С. 11—18.
2. Легковой автомобиль — шинный тестер / С.Р. Кристальный, В.Н. Задворнов, Н.В. Попов, В.А. Фомичёв // Автомобильная промышленность. — 2014. — № 1. — С. 34—36.
3. Попов Н.В. Методика оценки эффективности действия антиблокировочных систем на автомобилях, оснащённых шипованными шинами: дис.... канд. техн. наук: 05.05.03 / Попов Николай Викторович; Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ). — М., 2013. — 178 с.
4. Критерии оценки эффективности действия систем электронного контроля устойчивости автомобилей / С.Р. Кристальный, М.А. Топорков, В.А. Фомичёв, Н.В. Попов // Автомобиль. Дорога. Инфраструктура. — 2015 — № 2 (4). — С. 2.
5. Малюгин П.Н. Описание характеристик продольного проскальзывания шин на льду / П.Н. Малюгин, В.А. Ковригин // Вестник Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии. — 2011. — № 3 (21). — С. 15—18.
6. Дик А.Б. Расчет стационарных и нестационарных характеристик тормозящего колеса при движении с уводом: дис.... канд. техн. наук: 05.05.03 / Дик Александр Борисович; Московский автомеханический институт. — М., 1988. — 228 с.
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.

В конце минувшего лета на Дмитровском автополигоне (Центр испытаний НАМИ) компания "**Даймлер КамАЗ Рус**" организовала для журналистов автомобильных изданий и специалистов презентацию и тест-драйв нового грузового автомобиля "**Фузо Кантер TF**", который крупно-узловым методом собирают теперь на площадях Камского индустриального парка "Мастер" в Набережных Челнах. Машины были доступны в двух модификациях: полной массой 7,5 (мощность двигателя — 110 кВт, или 150 л.с.; крутящий момент — 370 Н · м) и 8,55 т (129 кВт, или 175 л.с.; 430 Н · м) с кузовами-фургонами российского производства

Грузоподъемность шасси увеличена до 6 т. Автомобили оснащены трехлитровыми дизелем экологического класса Евро-5, позволяющим снизить расход топлива на величину до 15 %. Это позитивно влияет на экономическую эффективность при эксплуатации транспортного средства и на общую стоимость владения им. Гарантия на новый "Кантер" — три года, либо 200 тыс. км пробега, в зависимости от того, что наступит раньше.

Автомобиль отличается хорошей топливной экономичностью, повышенным комфортом и является одним из самых безопасных в своем классе, поскольку имеет инновационную конструкцию кабины "Фузо Райс", антиблокировочную систему тормозов, опцию электронного контроля распределения тормозных усилий и систему контроля курсовой устойчивости.

С января по июль 2018 г. уже продано 700 таких автомобилей. До конца текущего года автопроизводитель намерен реализовать более 1300 единиц, превысив на 35 % аналогичный показатель 2017-го. До конца 2018 года планируется также открытие еще одного дилерского центра "Фузо". Таким образом, число партнеров в дилерской сети "ДК Рус" вырастет до 45. Послепродажное обслуживание техники "Фузо" направлено на удовлетворение всех запросов покупателей. Дилерские центры имеют базовые склады запасных частей, а их номенклатура на складах дистрибьютора — не менее 95 % возможного. В случае отсутствия какой-либо запасной части на складах дилеров и дистрибьютора возможна оперативная авиадоставка из Японии.

По прогнозам компании, в текущем году доля "Фузо" в сегменте японо-корейских грузовых автомобилей полной массой 3,516 т сохранится на уровне 2017-го и составит 15,9 %. Этому будет способствовать выполнение трех основных задач, которые компания ставит перед собой в России: насыщения рынка добротной продукцией, постоянного повышения качества работы и обеспечения эффективного взаимодействия с бизнес-партнерами на взаимовыгодных условиях.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Козловский В.Н., Антипов Д.В., Айдаров Д.В., Клейменов С.И. — Проблемы и перспективы интеллектуализации управления качеством сборочных процессов в автомобилестроении 1

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Копотилов В.И. — Роль сил внутреннего трения в шине при переходе колеса в качение 5

Тарасик В.П. — Методика моделирования планетарной коробки передач 10

Дыгало В.Г., Ревин А.А. — Средства и методы формирования эксплуатационных свойств колёсной машины в режиме торможения 19

Белоусов Б.Н., Демик В.В., Люшнин С.А., Степнов В.Л., Кузминов К.С., Петухов А.И. — Новые схемы привода для мехатронной системы подрессоривания колеса 22

Балакина Е.В., Сарбаев Д.С. — К вопросу об определении коэффициента продольного скольжения колеса 25

Богданов В.Н., Вихлянцев П.С., Сердюков Н.Н., Блудов Д.А. — Радиочастотная метка для пневматических шин 28

ЭКСПЛУАТАЦИЯ. ТЕХНИЧЕСКИЙ СЕРВИС АТС

Геращенко В.В., Коваленко Н.А., Щур А.В., Зайцев А.И. — Модернизированное устройство для бортового диагностирования тормозной системы автомобиля 30

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Иванов А.М., Борисевич В.Б., Кристальный С.Р., Попов Н.В., Фомичев В.А. — Сцепные характеристики шипованных шин с уводом 34

Коротко о разном 39

Главный редактор Н.А. ПУГИН

Зам. главного редактора Р.В. Козырев

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Балабин И.В. — *д-р техн. наук, профессор МГТУ имени Н.Э. Баумана*
Бахмутов С.В. — *д-р техн. наук, зам. директора по научной работе ГНЦ "НАМИ"*
Гируцкий О.И. — *д-р техн. наук, профессор, зам. председателя Экспертного совета НАМИ*
Гладков В.И. — *канд. техн. наук, зам. генерального директора по научной работе ОАО "НИИТавтопром"*
Ковригин А.С. — *зам. генерального директора ОАО "АСМ-холдинг"*
Комаров В.В. — *канд. техн. наук, зам. генерального директора ОАО "НИИАТ" по научной работе*
Коровкин И.А. — *канд. экон. наук, исполнительный директор НП "ОАР"*
Котиев Г.О. — *д-р техн. наук, профессор МГТУ имени Н.Э. Баумана*
Круглов С.М. — *зам. генерального директора ОАО "НИИТавтопром"*
Ксеневич Т.И. — *канд. физ.-мат. наук, МГТУ имени Н.Э. Баумана, НИЦ "Русаен"*
Мамити Г.И. — *д-р техн. наук, профессор Горского Агроуниверситета (Владикавказ)*
Марков В.А. — *д-р техн. наук, профессор МГТУ имени Н.Э. Баумана*
Сорокин Н.Т. — *д-р экон. наук, директор ФГБНУ ВНИМС ФАНО России*
Тер-Мкртичьян Г.Г. — *д-р техн. наук, ГНЦ "НАМИ"*
Титков А.И. — *канд. техн. наук, эксперт аналитического центра ОАО "АСМ-холдинг"*
Топалиди В.А. — *канд. техн. наук, ТАДИ*
Филимонов В.Н. — *ответственный секретарь "АП"*

Белорусский редакционный совет:

Альгин В.Б. — *д-р техн. наук, профессор, заместитель директора по научной работе ОИМ НАН Беларуси*
Егоров А.Н. — *генеральный конструктор — начальник НТЦ ПО "БелАЗ"*
Захарик А.М. — *канд. техн. наук, технический директор РУП "МАЗ"*
Кухаренок Г.М. — *д-р техн. наук, профессор БНТУ*
Мариев П.Л. — *д-р техн. наук, директор НТЦ "Карьерная техника" ОИМ НАН Беларуси*
Николаев Ю.И. — *главный конструктор ОАО "МЗКТ"*
Сазонов И.С. — *д-р техн. наук, проф., ректор Болорусско-Российского университета (Могилёв)*
Харитончик С.В. — *д-р техн. наук, доцент БНТУ (Минск)*

Информационный партнёр АНО "НИЦ "Русаен"

Технический редактор *Шацкая Т.А.*
Корректор *Сажина Л.И.*
Сдано в набор 09.08.2018. Подписано в печать 20.09.2018.
Формат 60×88 1/8. Усл. печ. л. 4,9. Бумага офсетная.
Отпечатано в ООО "Канцлер".
150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.
Оригинал-макет: ООО "Адвансед солюшнз".
119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1. Сайт: **www.aov.ru**

ООО "Издательство "Инновационное машиностроение"
Адрес издательства и редакции: 107076, Москва, Колодезный пер., 2а, стр. 2
Телефоны: (915) 412-52-56 и (499) 269-54-98; (495) 785-60-69 (реклама и реализация)
E-mail: avtoprom-atd@mail.ru
www.mashin.ru

Журнал зарегистрирован Министерством РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций.
Свидетельство ПИ № 77-7184
Цена свободная.
Журнал рекомендован ВАК РФ для публикации трудов соискателей ученых степеней, входит в международную базу данных *"Chemical Abstracts"*.

За содержание рекламных объявлений ответственность несет рекламодатель.
Перепечатка материалов из журнала "Автомобильная промышленность" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией; ссылка — обязательна.